

# **Optimierung der NVH-Eigenschaften von Pkw-Fahrwerkstrukturen mittels Active-Vibration-Control**

Vom Fachbereich Maschinenbau

an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Martin Thomaier**

aus Stockstadt

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. H. Hanselka

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. R. Nordmann

Tag der Einreichung: 16.06.2008

Tag der mündlichen Prüfung: 21.10.2008

Darmstadt 2008

D17



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Kompetenzzentrum Mechatronik/Adaptronik des Fraunhofer-Instituts für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit (LBF) zwischen Januar 2004 und Juni 2008.

An erster Stelle geht mein Dank an Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Hanselka für die Betreuung meiner Promotion, sowie für das mir entgegengebrachte Vertrauen während meiner Tätigkeit am Institut.

Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Nordmann danke ich für seine bereitwillige Übernahme des Koreferats.

Bei allen Mitarbeitern und Mitarbeiterinnen des Kompetenzcentrums möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit, die freundliche Atmosphäre und die zahllosen fachlichen und nichtfachlichen Diskussionen bedanken. Ein ganz besonderer Dank geht an den Leiter des Kompetenzcentrums Mechatronik/Adaptronik, Herrn Dr.-Ing. Tobias Melz, für die kritische, fachliche und persönliche Unterstützung während meiner Tätigkeit in seiner Arbeitsgruppe, sowie für die Anregungen zu dieser Arbeit. Bei den Mitarbeitern der Werkstatt sowie Herrn Carlo Roman Lanz möchte ich mich für den Einsatz beim Aufbau der Prüfstände und Prototypen bedanken. Für die gute und produktive Zusammenarbeit geht mein Dank auch an alle Studenten, die an Teilen dieser Arbeit mitgewirkt haben.

In besonderem Maße geht mein Dank an meine Familie, vor allem an meine Eltern, meine Schwester und meine Freundin Sabrina, für ihre großartige Unterstützung.

## **Erklärung**

Die vorliegende Arbeit wurde von mir selbständig verfasst. Die zur Bearbeitung des Themas herangezogenen Quellen, die Literatur und sonstige Hilfsmittel wurden entsprechend gekennzeichnet. Es wurde von mir noch kein Promotionsversuch, auch nicht an einer anderen Universität, unternommen.

Darmstadt, den 16. Juni 2008

(Martin Thomaier)





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation.....	2
1.2	Stand der Technik.....	3
1.3	Problemstellung und Aufbau der Arbeit.....	6
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen.....</b>	<b>9</b>
2.1	Strukturdynamische Aspekte.....	9
2.2	Regelungstechnik und Systemauslegung.....	12
2.2.1	Rückkopplungssysteme.....	13
2.2.2	Steuerungen.....	15
2.2.3	Anwendungsbezogene Konzeptbewertung.....	16
2.3	Fahrzeugakustik.....	20
2.3.1	Körperschall.....	20
2.3.2	Impedanz und Netzwerkdarstellung.....	22
2.4	Auswirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen.....	25
2.5	Vibroakustische Fahrzeugeigenschaften.....	29
2.5.1	Fahrbahn-Fahrzeug-Interaktion.....	31
2.5.2	Noise-Vibration-Harshness (NVH).....	32
2.5.2.1	Radeigenschaften.....	34
2.5.2.2	Fahrwerkeigenschaften.....	35
2.5.2.3	Karosserieeigenschaften.....	37
<b>3</b>	<b>Charakterisierung des Versuchsträgers.....</b>	<b>39</b>
3.1	Impedanzen.....	42
3.1.1	Eingangsimpedanzen.....	42
3.1.2	Punktimpedanz Radträger.....	44
3.2	Körperschalltransferpfadeigenschaften.....	45
3.3	Störungserfassung am Versuchsfahrzeug.....	46
3.3.1	Luftschall Innenraum.....	47
3.3.2	Betriebsschwingungsanalyse.....	49
3.3.2.1	Rauschanregung.....	50
3.3.2.2	Impulsanregung.....	52
3.3.2.3	Übertragungsfunktionen.....	54
3.3.2.4	Richtungsempfindlichkeit.....	55
3.4	Ableitung erforderlicher Maßnahmen.....	57
3.5	Störungssimulation im Labor.....	58

<b>4 Maßnahmen zur Schwingungsreduktion .....</b>	<b>63</b>
4.1 Passiv .....	64
4.2 Semi-aktiv .....	65
4.3 Aktiv .....	65
4.3.1 Active Vibration Control im Pkw-Fahrwerk .....	67
4.3.1.1 Körperschallinterface .....	68
4.3.1.2 Inertialmassenaktor .....	73
4.3.1.3 Aktive / adaptive Tilger .....	78
4.3.2 Auslegungsmethodik .....	78
4.3.3 Ansätze zur Kostenoptimierung .....	79
<b>5 Aktive Fahrwerkklagerungen zur Körperschallminderung .....</b>	<b>83</b>
5.1 Randbedingungen .....	84
5.2 Körperschallinterface .....	85
5.2.1 Konstruktive Umsetzung .....	85
5.2.2 Modellierung .....	89
5.2.3 Sensorik und Signalverarbeitung .....	90
5.2.4 Leistungselektronik .....	90
5.2.5 Experimentelle Bewertung .....	91
5.3 Körperschallaktor .....	92
5.3.1 Konstruktive Umsetzung .....	93
5.3.2 Signalverarbeitung, Sensorik und Leistungsverstärkung .....	95
5.3.3 Modellierung .....	95
5.3.4 Experimentelle Bewertung .....	96
<b>6 Umsetzung im Versuchsfahrzeug und Bewertung.....</b>	<b>101</b>
6.1 Tiefabgestimmter Inertialmassenaktor am Radträger .....	101
6.2 Interfaces karosserieseitig .....	106
6.2.1 Aktive Dämpfung .....	107
6.2.2 Integrated Force Feedback .....	108
6.3 Hochabgestimmte Körperschallaktoren karosserieseitig .....	110
6.3.1 Aktive Dämpfung .....	111
6.4 Vergleich der Konzepte .....	112
<b>7 Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>115</b>
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>119</b>
<b>Anhang.....</b>	<b>127</b>

# Formel- und Abkürzungsverzeichnis

Formelzeichen	Bezeichnung
$A$	Inertanz
$\underline{A}$	Systemmatrix
$a_w$	gewichtete Beschleunigungsamplitude
$\underline{B}$	Eingangsmatrix
$\underline{C}$	Ausgangsmatrix
$c$	Steifigkeit
$c_{dyn}$	dynamische Steifigkeit
$c_L$	Schallgeschwindigkeit in Luft
$\underline{D}$	Durchgangsmatrix
$\underline{D}$	Dämpfungsmatrix
$d_{33}$	Piezomodul
$E$	elektrische Feldstärke
$e$	piezoelektrische Kraftkonstante
$F$	Kraft
$f$	Frequenz
$G(s)$	Regelstrecke
$g$	Verstärkungsfaktor
$H(s)$	Regler
$H$	Übertragungsfunktion
$h$	Admittanz
$\underline{K}$	Steifigkeitsmatrix
$k^2$	Kopplungsfaktor
$L_p$	Schalldruckpegel
$L_p$	Schallleistungspegel
$L_v$	Schnellepegel
$\underline{M}$	Massenmatrix
$p(t)$	Wechseldruck
$\tilde{p}$	Effektivwert des Drucks
$\underline{S}$	Sensorsignalvektor
$S$	Abstrahlfläche
$T_E$	Körperschall-Transferfunktion
$t$	Zeit

$u(t)$	Eingangsvektor
$v(t)$	Schnelle
$x$	Weg
$\dot{x}$	Geschwindigkeit
$\ddot{x}$	Beschleunigung
$x(t)$	Zustandsvektor
$y(t)$	Ausgangsvektor
$Y$	gyratorische Wandlerkonstante
$Y$	Admittanz
$Z$	Impedanz
$\omega$	Frequenz
$\underline{\varphi}$	Eigenformvektor
$\underline{\Phi}$	Eigenvektor
$\lambda$	Flusskoordinaten
$\sigma(f)$	Abstrahlgrad
$\varepsilon$	Dielektrizitätskonstante
$\rho_L$	Dichte der Luft
$\mu$	Differenzkoordinaten

Hier nicht aufgeführte Formelzeichen treten nur einmal auf und sind an der jeweiligen Stelle erläutert.

### Referenzwerte

$\tilde{v}_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}$	Bezugswert Schwingschnelle
$P_0 = 10^{-12} \text{ W}$	Bezugswert Schallleistungspegel
$\tilde{p}_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$	Bezugswert Schalldruck
$Z_0 = 1 \text{ N/m}$	Bezugswert Impedanz

### Abkürzung

### Bezeichnung

AAF	Anti-Aliasing Filter
ANC	Active Noise Control
ASAC	Active Structural Acoustic Control
AVC	Active Vibration Control
CACE	Computer Aided Control Engineering
CAD	Computer Aided Design
DSP	Digitaler Signalprozessor
EAP	Elektroaktives Polymer
ERF	Elektrorehologische Flüssigkeit
FEA	Finite Elemente Analyse
FEM	Finite Elemente Methode

FRF	Frequency Response Function
IFF	Integrated Force Feedback
IMSC	Independent Modal Space Control
KSA	Körperschallaktor
MKS	Mehrkörpersimulation
MRF	Magnetorehologisches Fluid
NVH	Noise-Vibration-Harshness
PPF	Positive Position Feedback

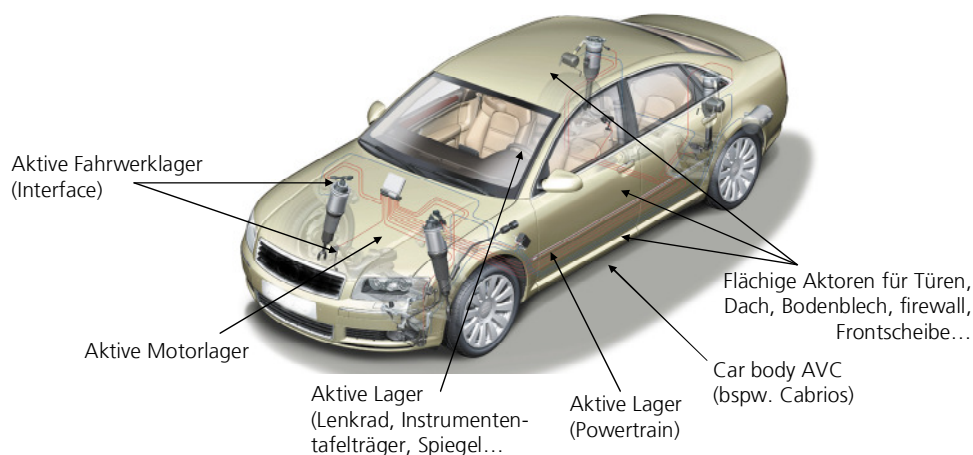


# 1 Einleitung

Der Fahrkomfort höherwertiger Kraftfahrzeuge stellt einen wichtigen Teil des Markenkernwertes dar, über den eine Differenzierung zu den Wettbewerbern erfolgen kann. Somit rückt die Gestaltung der Noise-Vibration-Harshness (NVH) Eigenschaften stärker in den Fokus der Fahrzeugentwicklung, um ein optimales, fahrzeugspezifisches Geräusch- und Vibrationsniveau in der Fahrgastzelle zu erhalten.

Bislang verwendete vorwiegend passive Maßnahmen sind mit Gewichts- und Kostenzunahmen sowie hohem konstruktivem Aufwand verbunden und stoßen zunehmend an ihre technologischen Einsatzgrenzen. Somit werden weitere Verbesserungen insbesondere im Übergangsbereich von fühlbaren Vibrationen zu hörbaren Geräuschen unter Verwendung herkömmlicher Technologien erschwert.

Die *Adaptronik* [59] kann hier unter Verwendung der *aktiven Schwingungsreduktion* neuartige Lösungsansätze aufzeigen. Durch die Einbindung geregelter Subsysteme bestehend aus Aktoren, Sensoren, Verstärkern und einer angepassten Signalverarbeitung ist es möglich, vorhandene Zielkonflikte zu entschärfen. Beispielsweise kann durch den Einsatz aktiver Schwingungsreduktionsmaßnahmen im Fahrwerkbereich das vibroakustische Komfortniveau in der Fahrgastzelle verbessert werden, ohne Einschränkungen im Bereich der Fahrdynamik hinnehmen zu müssen. Somit eröffnet die Adaptronik einen neuen Freiheitsgrad bei der Gestaltung, Auslegung und dem Betrieb technischer Strukturen [60].



**Bild 1.1: Exemplarische Einsatzorte für adaptronische Lösungsansätze bei vibroakustischen Problemen im Pkw.**

Die vorstehende Abbildung zeigt hierzu einige ausgewählte Einsatzorte möglicher adaptronischer Lösungsansätze im Automobilumfeld. Besonders hervorzuheben sind die Einsatzbereiche *aktive Motorlagerung* und *aktive Fahrwerkklagerung*. Beide greifen an dominierenden Anregungsquellen für Vibrationen an und stehen deshalb im Zentrum der Entwicklungen aktiver Schwingungsreduktionsmaßnahmen im Pkw-Umfeld.

Im Gegensatz zu Motorgeräuschen, die bis zu einem gewissen Maß im Sinne des *Sound-Design* [131], [16] zur Marken- und Fahrzeugidentität beitragen, werden fahrbahnerregte Ereignisse nahezu immer als störend empfunden und mit mangelnder Fahrzeugqualität in Verbindung gebracht [17]. Aus diesem Grund sollten fahrbahnerregte Geräusche im Fahrzeuginneren minimiert werden, weshalb in der vorliegenden Arbeit die Untersuchung der

Einsatzmöglichkeiten aktiver Schwingungsreduktionsmaßnahmen im Fahrwerk im Fokus steht. Hierbei werden nicht die fahrdynamischen Eigenschaften verändert, sondern es sollen ausschließlich die höherfrequenten Komforteigenschaften bezogen auf Vibrationen und Geräusche im Fahrzeuginnenraum optimiert werden. Aktive Fahrwerkklagerungen in diesem Sinne sind demnach als Ergänzung herkömmlicher Fahrwerke also als Erweiterung ohnehin vorhandener Komfortlager zu verstehen.

## 1.1 Motivation

Der Einsatz einer Vielzahl aufeinander abgestimmter passiver Maßnahmen wie die Erhöhung der Karosseriesteifigkeit, die intensive Nutzung von Dämmmaterialien zur Motor- und Innenraumauskleidung, der Einsatz von Schwerschichten (Bitumen) bzw. viskoser Zwischenschichten, die Integration von Komfortlagern sowie die Optimierung der Anbindungsimpedanzen von Störeinleitungsstellen hat den spür- und hörbaren Schwingungskomfort im mittleren und gehobenen Preissegment in den letzten Jahren deutlich verbessert [50]. Darüber hinaus haben Entwicklungen im Fahrwerkbereich wie Mehrlenkeraufhängungen oder der Einsatz einstellbarer Luftfedern den Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrdynamik reduziert [117]. Gleichzeitig hat sich jedoch die Einstellung des Fahrzeugkunden zum Innenraumgeräusch verändert. Heutige Kunden zeigen erhöhte Ansprüche an das Geräuschniveau und die Geräuschcharakteristik ihres Fahrzeugs, was verschiedene Fahrzeughersteller dazu veranlasst hat, *Fahrkomfort* als Teil des Markenkernwertes zu definieren [131].

Das Geräusch- und Vibrationsniveau im Pkw wird im Wesentlichen von drei Quellen dominiert [50], [30], [32], [39], [41]:

- **Antriebseinheit** (inklusive Nebenaggregate, Getriebe- bzw. Kraftübertragungskomponenten sowie Ansaug- und Abgastrakt),
- **Luftströmung**,
- **Fahrbahn-Fahrzeug-Interaktion**.

Hierbei ist der Anteil der jeweiligen Quelle am Gesamtlärm- bzw. Vibrationspegel abhängig von Faktoren wie Fahrgeschwindigkeit, Motorlast, Fahrbahnqualität und Fahrzeugklasse. Insbesondere die Anregung durch Fahrbahnunregelmäßigkeiten wie Querrillen, Bitumenstreifen, Kanaldeckel oder raue Fahrbahnoberflächen werden vom Passagier als lästig empfunden [16]. Gerade die Impulshaltigkeit dieser Ereignisse führt zu Geräuschen, die besonders bewusst wahrgenommen werden und damit weitgehend unabhängig von der Fahrzeugklasse zu einer hohen Störwirkung führen.

Soll das Geräuschniveau im Sinne einer Qualitätsstrategie [118] weiter verbessert werden, was zur Etablierung eines Alleinstellungsmerkmals für den Fahrzeughersteller von besonderer Bedeutung ist, treten bei passiven Maßnahmen verschiedene Probleme auf: Neben erheblichem konstruktivem Aufwand steigt die Fahrzeugmasse und damit der Kraftstoffverbrauch deutlich an. Darüber hinaus stoßen gängige passive Schwingungsreduktionsansätze zunehmend an ihre technologischen Grenzen, sodass weitere Verbesserungen mit überproportional steigenden Kosten bei Entwicklung und Produktion verbunden sind. So zeigt sich, dass bei impulsartiger Anregung der Schalldruckpegel im Innenraum insbesondere im unteren Frequenzbereich deutlich ansteigt. Gerade in diesem Bereich ist jedoch die Wirkung herkömmlicher akustischer Maßnahmen zur Geräuschreduktion besonders un-



günstig [129]. Weitere Verbesserungen mittels passiver Maßnahmen können somit nur mit großem Aufwand erreicht werden.

Die Adaptronik kann hier mit Hilfe der aktiven Schwingungsreduktion neue Lösungsansätze aufzeigen [61]. Durch die Integration aktiver Schwingungsreduktionsmodule in das Fahrwerk kann die Körperschallausbreitung beeinflusst und das Geräusch- bzw. Vibrationsniveau in der Fahrgastzelle abgesenkt werden. Verschiedene Autoren haben die prinzipielle Funktionsweise der aktiven Schwingungsreduktion im Labormaßstab nachgewiesen [6], [8], [35], [37]. Der Einsatz in einem Pkw-Fahrwerk wurde bislang jedoch nicht umgesetzt. Insbesondere die Frage nach geeigneten Aktorwirkprinzipien, möglichen Umsetzungsstrategien sowie den sich ergebenden Potentialen und Grenzen muss beantwortet werden, bevor optimierte und hochgradig integrierte Lösungen entwickelt werden. Somit sollte es möglich sein, typische komfortbegrenzende Komponenteneigenschaften wie das verschlechterte vibroakustische Übertragungsverhalten von Elastomeren bei höheren Frequenzen, reibungsbedingte Unzulänglichkeiten im Ansprechverhalten von Fahrwerkkomponenten, die zu Achsrauhigkeit, Poltern oder allgemein zu Harshness (vgl. Kapitel 2.5.2) führen, sowie unzureichende Dämpfungseigenschaften der Karosserie und Lagerungskomponenten, die zu Körperschallübertragung und hiermit verbundenen Vibrationen und Geräuschen führen, zu reduzieren.

## 1.2 Stand der Technik

Zur Beeinflussung des Vibrations- und Geräuschniveaus eines Fahrzeugs müssen zunächst die **vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften** bekannt sein. [50], [11], [24], [65], [120] u.a. zeigen den prinzipiellen Schallfluss im Automobil und identifizieren unterschiedliche Körperschalltransferpfade. Bei der Analyse der Übertragungstrecken wird deutlich, dass die Beiträge der einzelnen Transferpfade zum Gesamtschallpegel bzw. den spürbaren Vibrationen im Innenraum stark von der Fahrsituation abhängen und nicht pauschal angegeben werden können [30], [95], [31], [111], [79]. In der Regel dominiert der Verbrennungskraftmotor inklusive Ansaug- und Abgasleitungen den Innenraumschallpegel. Gleichzeitig hat dieser jedoch die höchste Bedeutung für das gewünschte *Sound Design* des Fahrzeugs im Sinne der Erwartungshaltung des Kunden [30], [16], [72], [140], [116], [113]. Deshalb wird dies gezielt eingesetzt, um eine definierte Fahrzeugidentität zu erhalten. Bspw. benötigen sportliche Fahrzeuge ein angemessenes „kräftiges“ Motorengeräusch im Innenraum, obwohl dies als unkomfortabel eingestuft werden müsste [131], wohingegen die übrigen Anregungsquellen (Windgeräusche, fahrbahninduzierte Anregungen, Getriebe und Nebenaggregate) vom Kunden als störend und qualitätsmindernd empfunden werden, weshalb ihr Eintrag in die Fahrgastzelle verhindert werden sollte.

Bei der Untersuchung der vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften haben sich unterschiedliche Techniken etabliert, die im Wesentlichen auf die Betrachtung von Impedanzen (bzw. Admittanzen und Inertanzen), Beschleunigungen, Übertragungsfunktionen und Schalldruckpegeln abzielen [25], [91], [17], [50], [11], [30]. Allerdings finden sich nur wenige Untersuchungen der höherfrequenten Fahrzeugeigenschaften (oberhalb 80 Hz), da sehr häufig fahrdynamische Fragestellungen die Arbeiten dominieren. Aussagen über **höherfrequente Fahrzeugeigenschaften** finden sich bspw. in [95], der seinen Fokus auf den Einfluss der Coulombschen Reibung bei der Anregung mit kleinen Amplituden legt, [72], der eine Methode zum gezielten Sound Design vorschlägt, [87], der den Einfluss von

Stoßdämpfern auf die Schwingungsübertragung betrachtet, [126], der den Gesamtschwingungskomfort optimiert oder [146], der sich auf die Untersuchung der höherfrequenten Übertragungseigenschaften von Fahrwerksystemen und deren Modellbildung konzentriert.

Um das heute übliche Komfortniveau bezogen auf Schwingungen und Geräusche erreichen zu können, müssen in frühen Entwicklungsphasen die NVH-Eigenschaften des Gesamtfahrzeugs berücksichtigt und konsequent umgesetzt werden [50], [15], [25], [39], [52], [90]. In jüngerer Zeit können Erfahrungswerte hierbei um numerisch unterstützte Ansätze ergänzt werden, die es ermöglichen, Gestaltungshinweise für vibroakustisch optimierte Ausführungen abzuleiten [91], [72], [25]. Nach [66] führt eine steife Gestaltung der Pkw-Karosserie zur Reduzierung der Geräusche und Vibrationen, wobei insbesondere hohe Eingangsimpedanzen an den Ankoppelstellen angestrebt werden. Daneben wird versucht, die Anregung klein zu halten (bspw. durch laufruhige Motoren), und über möglichst weiche, ungedämpfte Verbindungselemente die Einkopplung in benachbarte Strukturen zu vermeiden. Reicht dies nicht, müssen die Innenraumeigenschaften durch Dämmmaterialien akustisch optimiert sowie ggf. passive Tilger, Schwerschichten oder Sperrmassen eingesetzt werden [80], [81]. Alle Maßnahmen sollten hierbei möglichst nah an der Quelle angreifen, um schon den Störeintrag zu vermeiden [10]. Bei der Untersuchung der resultierenden NVH-Fahrzeugeigenschaften wird deutlich, dass neben der Gestaltung der Subsysteme Karosserie und Fahrwerk vor allem die **Verbindungselemente** Schwingungsdämpfer, Fahrwerkfeder (Luft- oder Spiralfeder) sowie elastomerbasierte Lager (Gummihülsen, Komfortlager, Gummilager) von zentraler Bedeutung für die Körperschallübertragung sind [7], [10], [17], [26], [31], [44], [68], [126], [127]. *Stick-Slip* Effekte zwischen bewegten Komponenten (bspw. Dämpfer oder Gummihülsen) führen zu einem deutlich verschlechterten Übertragungsverhalten bei kleinen Amplituden, die typischerweise bei höheren Frequenzen vorherrschen. Hier kommen aufgrund der hohen Haftreibung – und der hiermit verbundenen Losbrechkkräfte bzw. –momente – die schwingungsreduzierenden Eigenschaften der Komponenten nicht zum Tragen [95], [31], [117]. Auch führt die *dynamische Verhärtung* von Gummi zu schlechten Körperschalleigenschaften bei hohen Frequenzen bzw. kleinen Amplituden [124], [110], [67], was insbesondere bei Luftfederungen zu einem unbefriedigenden Komfortniveau bei sehr kleinen Anregungsamplituden führt. Als Abhilfemaßnahme steht derzeit nur die besonders dünne Gestaltung der Balgwandungen bei gleichzeitiger Optimierung der Faserlage zur Verfügung, was jedoch zu erheblichem Aufwand in der Auslegungsphase führt [121], [66].

Sehr häufig wird davon ausgegangen, dass durch den Einsatz weicher Gummielemente an den Verbindungsstellen eine ausreichende Körperschallisolierung erfolgt [41], [117]. Sowohl die Betrachtung der Vibrations- und Geräuschpegel im Innenraum als auch die bekannten vibroakustischen Eigenschaften von Gummi sprechen gegen diese Annahme. Auch hier stellt die dynamische Verhärtung – als inhärente Materialeigenschaft von Gummi – das zentrale Problem dar. Nach [67] oder [10] nimmt diese mit zunehmender Frequenz, bei kleinen Amplituden, mit zunehmender Shore-Härte und zunehmender Werkstoffdämpfung zu und resultiert in verschlechterter Körperschallisolierung im oberen Frequenzbereich. Deshalb stehen Modifikationen der **Fahrwerkklagerungen** im Zentrum der Bemühungen, um niedrige Geräusch- und Vibrationspegel – ausgelöst durch Fahrbahn-Fahrzeug-Interaktionen – zu erreichen. Verschiedene Ansätze können hierbei unterschieden werden. In preiswerten Fahrzeugen mit geringeren Komfortansprüchen werden üblicherweise Gummilager verwendet, wobei aufgrund des erforderlichen Kompromisses zwi-

schen Fahrdynamik und Fahrkomfort tendenziell zu steife Lager mit großer Werkstoffdämpfung eingesetzt werden [31], [117]. Hohe Werkstoffdämpfung in Gummilagern führt zu deutlich verschlechterten vibroakustischen Übertragungseigenschaften [19], [66], [121], ist jedoch zur Begrenzung von Resonanzüberhöhungen im fahrdynamisch relevanten Frequenzbereich erforderlich. In höherpreisigen Fahrzeugen werden Gummilager mit richtungsselektiven Steifigkeiten, mehrschichtigem Aufbau sowie zusätzliche Komfortlager (doppelte Isolation) verwendet. Darüber hinaus können hydraulisch dämpfende Lager (Hydrolager) eingesetzt werden, bei welchen aufgrund der einstellbaren Dämpfungseigenschaften die Isolationsfähigkeiten gegen Körperschall verbessert werden kann [19], [121]. Der Bereich der Körperschallisolation im Fahrwerk wird also im Wesentlichen von passiven Ansätzen dominiert, bei denen die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Isolationskomponenten optimiert werden.

Zur Verbesserung der NVH-Fahrzeugeigenschaften werden zunehmend Lösungsansätze aus dem Bereich der **aktiven Schwingungsreduktion** untersucht. Die Grundlagen der aktiven Schwingungsreduktion werden in [119], [36], [88], [78], [77], [47], [48], [46], [35] dargestellt. Beispielhafte Anwendungen zur Funktionserläuterung finden sich in [99], [100], [105], [119], [136], [80], [81], [83]. Allerdings liegt der Schwerpunkt der Untersuchungen zur Beeinflussung störender Vibrationen im Pkw hierbei auf motorinduzierten Schwingungen. Diese werden mit unterschiedlichen Ansätzen beeinflusst. So zeigt [20], [83], [97], dass mit Hilfe tiefabgestimmter Inertialmassenaktoren deutliche Verbesserungen bezüglich der verminderten Körperschallleitung erreicht werden können. Dieser Ansatz kann im Prinzip auch auf die Anwendung im Fahrwerkbereich ausgedehnt werden. [84] zeigt hierzu die zugrundeliegenden Wirkmechanismen auf. [57] untersucht alternativ den Einsatz piezokeramischer Stapelaktoren. Auch im Rahmen von [74] werden umfangreiche Untersuchungen im Bereich der aktiven Motorlagerungen unter Verwendung von Piezokeramiken vorgenommen. Ein alternatives Konzept basierend auf adaptiven, selbst-einstellenden, aktiven Motorlagern wird in [45] betrachtet. Die Überführung der untersuchten Ansätze auf Anwendungen im Fahrwerkbereich muss in weiten Bereichen jedoch noch erfolgen. Neben der Untersuchung grundsätzlicher Wirkmechanismen der Anregung und der Beeinflussung fahrbahnerregter Störungen [143], [145], [138], [123], [130], [68], [44], [39], [32] versuchen bspw. [7], [10] den Zielkonflikt Fahrdynamik / Komfort durch den Einsatz adaptiver Gummilager aufzuheben. Diese passen ihr Verhalten selbsttätig an veränderliche Fahrsituationen an und können damit deutliche Komfortsteigerungen erreichen. Auch [54] stellt ein adaptives Fahrwerk Lager vor und erzielt deutliche Verbesserungen. [22] zeigt einen Ansatz zur Beeinflussung des Fahrkomforts mit Hilfe einer paramter-adaptiven Radaufhängung. Allerdings zielt diese Vorgehensweise stärker auf die Optimierung des tieffrequenten Fahrkomforts. [40] untersucht Möglichkeiten, mit Gegenschall auf das Innenraumgeräusch Einfluss zu nehmen. Für den Bereich der Beeinflussung von Karosserietorsionsschwingungen hat [80], [81] großvolumige piezokeramische Stapelaktoren in die Bodengruppe eingebunden und starke Schwingungsreduktionen erzielt. Die Verwendung von piezokeramischen Aktoren im Fahrwerkbereich untersuchen bspw. [98], [100], wobei bislang wenige Autoren die Einbindung der Aktoren direkt in den Kraftfluss untersucht haben [62], [63]. Die prinzipielle Funktionsweise der aktiven Dämpfung mit steifen Interface-Strukturen wird in [119], [35], [84] gezeigt.

### 1.3 Problemstellung und Aufbau der Arbeit

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll das Potential der Körperschallreduktion im Fahrwerkbereich mittels *aktiver* Ansätze untersucht werden, um die vibroakustischen Eigenschaften von Personenkraftwagen zu verbessern. Insbesondere im Übergangsbereich zwischen fühlbaren Vibrationen und hörbarem Schall sind die Anregungs- und Übertragungsmechanismen bei fahrbahnerregten Störungen weitgehend ungeklärt. Diese sollen beispielhaft an einem Versuchsträger vom Typ VW Lupo untersucht und Ansätze zum aktiven Eingriff abgeleitet werden. Die hierbei ermittelten Einsatzorte „Radträger“ und „Fahrwerk karosserie-seitig“ werden betrachtet und die Konzepte

- aktives Interface,
- aktiver Körperschallaktor (hochabgestimmter Inertialmassenaktor) und
- herkömmlicher (tiefabgestimmter) Inertialmassenaktor

verglichen und bewertet. Anschließend sollen prototypenhafte Lösungen entwickelt und im Fahrzeug erprobt werden, wobei das hintere Fahrwerk des Versuchsfahrzeugs betrachtet wird.

Um die aktiven Schwingungsreduktionssysteme anwendungsoptimiert auslegen zu können, müssen Untersuchungen des strukturdynamischen Verhaltens von Personenkraftwagen im NVH-Bereich durchgeführt werden. Diese im Wesentlichen experimentellen Untersuchungen lassen Aussagen über geforderte Stellwege, Frequenzbereiche und mechanische Lasten zu und definieren somit die zur Auslegung erforderlichen Randbedingungen der aktiven Lösungen. Ergänzt durch numerische Untersuchungen wird es so möglich, hoch integrierte aktive Strukturlösungen zu entwickeln, die für den Einbau in das Versuchsfahrzeug geeignet sind.

Parallel zu den messtechnischen und numerischen Untersuchungen der Fahrzeugstruktur und der anschließenden Komponentenentwicklung muss eine Simulationsplattform zur Nachbildung der NVH-Betriebsbedingungen in Laborumgebung realisiert werden, um die entwickelten aktiven Strukturen unter Realbedingungen testen und optimieren zu können. In dieser Phase können erste Regelungskonzepte appliziert und erprobt werden.

Außer der technischen Machbarkeit sind insbesondere Möglichkeiten der Integration in das übergeordnete System *Automobil* sowie Kostenaspekte und damit verbunden Untersuchungen von Low-Cost Alternativen (in den Bereichen Sensorik, Aktorik und Leistungsverstärkung) zu betrachten.

Ziel der Arbeit ist somit die Verbesserung der NVH-Eigenschaften von Kraftfahrzeugen mittels aktiver Maßnahmen im hinteren Fahrwerkbereich. Hierbei sollen die Vor- und Nachteile der alternativen Konzepte dargestellt sowie der Einfluss auf die akustische und taktile Wahrnehmung im Fahrzeuginneren aufgezeigt werden.

Der **Aufbau der Arbeit** gliedert sich in 7 Kapitel. Beginnend mit einem Überblick über strukturdynamische, regelungstechnische und akustische Grundlagen werden die Auswirkungen von Schall und Vibrationen auf den Menschen dargestellt (Kapitel 2). Anschließend werden typische vibroakustische Kraftfahrzeugeigenschaften betrachtet sowie in der Literatur angegebene Anregungsmechanismen und Einflussfaktoren zusammengetragen.

In Kapitel 3 wird das Versuchsfahrzeug (VW Lupo) experimentell untersucht und bewertet, um die in Kapitel 2 beschriebenen NVH-Phänomene zu konkretisieren, dominante Übertragungspfade zu identifizieren und Randbedingungen für die Entwicklung der aktiven Lösungen zur Schwingungsreduktion zu definieren. Hierzu werden umfangreiche Testfahrten, Impedanzmessungen und akustische Untersuchungen durchgeführt und erforderliche Maßnahmen abgeleitet. Darüber hinaus wird eine Versuchseinrichtung entwickelt, mit der es möglich ist, die im Fahrversuch ermittelten Beschleunigungen im Labor nachzubilden. Dieser zunächst nur in z-Richtung wirkende Aufbau kann um Anregungsquellen in andere Richtungen erweitert werden und bietet eine gute Möglichkeit aktive Strukturkomponenten im Fahrzeug zu entwickeln und zu betreiben. Insbesondere für die Reglerentwicklung ist diese Vorgehensweise wichtig, da somit eine numerische Modellierung der Regelstrecke, die im untersuchten Frequenzbereich problematisch ist, nicht zwingend erforderlich ist.

In Kapitel 4 wird ein Überblick über passive, semi-aktive und aktive Schwingungsreduktionsmaßnahmen gegeben sowie deren Vor- und Nachteile untersucht. Der Schwerpunkt liegt hierbei der Zielrichtung der Arbeit entsprechend im Bereich der aktiven Lösungsansätze und dient der Darstellung und Bewertung der unterschiedlichen Aktorkonzepte zur aktiven Schwingungsreduktion. Diese werden in ihrer Funktion beschrieben sowie mathematisch modelliert und mit Hilfe numerischer Werkzeuge untersucht. Da semi-aktive und aktive Lösungsansätze immer in Konkurrenz zu passiven Maßnahmen stehen, bislang jedoch höhere Kosten verursachen, werden verschiedene Kostenoptimierungsansätze aufgezeigt, mit denen eine kommerzielle Umsetzung auch in kostensensitiven Anwendungen möglich wird.

Kapitel 5 und 6 beschreiben die Auslegung, Entwicklung und Umsetzung aktiver Schwingungsreduktionsmaßnahmen für die konkrete Anwendung im genannten Versuchsfahrzeug. Hierbei werden drei alternative Konzepte (aktives Interface, aktiver Körperschallaktor und tiefabgestimmter Inertialmassenaktor) untersucht und vergleichend bewertet. Da nicht die produktnahe, optimale Integration in ein Fahrzeug sondern vielmehr der Konzeptvergleich im Vordergrund steht, können laborartige Umsetzungen sowohl im Bereich der Aktorik als auch in den Bereichen Signalverarbeitung, Energiebereitstellung und Regelungstechnik toleriert werden.

Im abschließenden Kapitel 7 werden die Ergebnisse der Untersuchungen kurz zusammengefasst, bewertet und in einem Ausblick weitere erforderliche Schritte skizziert.



## 2 Theoretische Grundlagen

Der Schwingungskomfort – als Teil des Fahrkomforts – trägt stark zur Gesamtkomfortbeurteilung eines Fahrzeugs durch den Kunden bei. Harte, poltrige Fahrwerke, schlechte Federungscharakteristik, starke Geräuscentwicklung und -übertragung sowie schlechtes Ansprechverhalten führen in Vergleichstests von Automobilmagazinen regelmäßig zu Abwertungen. Somit hat sich der Schwingungskomfort im Laufe der letzten Jahre zu einem Markenkernwert insbesondere bei komfortorientierten Fahrzeugherstellern entwickelt und stellt ein wichtiges Produktentwicklungsziel dar [16], [25], [131].

Der Schwingungskomfort ist maßgeblich vom Übertragungsverhalten des Fahrzeugs bezogen auf Vibrations- und Schallereignisse geprägt. Schall, als allgemeine Beschreibungsform der auftretenden Schwingungsphänomene, kann hierbei nach seiner Frequenz  $f$  in die Bereiche *Infraschall* ( $f < 16$  Hz), *Hörschall* ( $16 \text{ Hz} < f < 20.000$  Hz), *Ultraschall* ( $20 \text{ kHz} < f < 1$  GHz) und *Hyperschall* ( $f > 1$  GHz) unterteilt werden. Physikalisch gesehen handelt es sich hierbei um eine Welle, die sich in einem Medium ausbreitet und als mechanische Schwingung aufgefasst werden kann [86]. Breitet sich diese Welle in einem Fluid (bspw. Luft) aus, handelt es sich um Longitudinalwellen. In Festkörpern hingegen können weitere Wellenformen wie Transversal- oder BiegeWellen hinzukommen, die zu einer Erhöhung des Komplexitätsgrades bei der Schwingungsuntersuchung führen können [28]. In Luft wird Schall als *Luftschaall*, in Festkörpern als *Körperschaall* bezeichnet. Beide interagieren über Begrenzungsflächen technischer Strukturen miteinander, sodass eine Überführung der einen in die andere Form möglich ist. Körperschaall im unteren Frequenzbereich wird üblicherweise als *Vibration* bezeichnet.

Insbesondere im Frequenzbereich 10 Hz bis 1.000 Hz verschwimmen die Grenzen zwischen fühl- und hörbaren Schwingungen, also zwischen Vibrationen und Hörschall<sup>1</sup>. Der Mensch verfügt über Wahrnehmungsorgane für beide Ausprägungen, weshalb dies bei der Untersuchung und Beeinflussung der Schwingung berücksichtigt werden muss, was zu der Betrachtung der *vibroakustischen* Eigenschaften des gegebenen Problems führt. Demnach kann eine mechanische Schwingung sowohl mit Methoden der *Technischen Akustik* als auch der *Schwingungslehre* beschrieben werden. Beide werden für die Untersuchung der Fahrzeugeigenschaften benötigt und herangezogen.

### 2.1 Strukturdynamische Aspekte

Zur vibroakustischen Fahrzeugbeschreibung müssen die strukturmechanischen Eigenschaften gegeben sein. Zeitinvariante, lineare Systeme können im Zeitbereich an diskreten Punkten  $q$  mit Hilfe einer Differentialgleichung 2. Ordnung nach

$$\underline{M}\ddot{\underline{q}}(t) + \underline{D}\dot{\underline{q}}(t) + \underline{K}\underline{q}(t) = \underline{F}(t) \quad (2.1)$$

beschrieben werden, wobei  $\underline{M}$  die Massen,  $\underline{D}$  die Dämpfung,  $\underline{K}$  die Steifigkeiten und  $\underline{F}$  die an den Koordinaten angreifenden Kräfte und Momente jeweils in Form von Matrizen beschreibt [144]. Typischerweise wird die Dämpfung in Form von Proportionaldämpfung angenommen, wobei

---

<sup>1</sup> Im Weiteren werden die Begriffe Hörschall und Schall gleichwertig verwendet.

$$\underline{D} = \alpha \underline{M} + \beta \underline{K} \quad (2.2)$$

gilt. Die Eigenfrequenzen  $\omega_k$  des Systems können über den Ansatz  $\underline{q} = \underline{C}e^{\lambda t}$  mit dem Eigenvektor  $\underline{\varphi}$  aus dem allgemeinen Eigenwertproblem

$$(\lambda^2 \underline{M} + \lambda \underline{D} + \underline{K})\underline{\varphi}^d = 0 \quad (2.3)$$

sowie der charakteristischen Gleichung

$$\Delta(\lambda) = \det(\lambda^2 \underline{M} + \lambda \underline{D} + \underline{K}) = 0 \quad (2.4)$$

bestimmt werden. Die Eigenvektoren werden hierbei häufig in der Modalmatrix

$$\underline{\Phi} = [\varphi_1, \varphi_2 \dots \varphi_n] \quad (2.5)$$

zusammengefasst. Ist die Steifigkeits- oder Massenmatrix proportional zur Einheitsmatrix, können die Eigenvektoren orthogonal zu diesen sein. Dies ist eine wichtige Voraussetzung für die Bestimmung generalisierter Massen-, Dämpfungs- bzw. Steifigkeitsmatrizen nach

$$\underline{\Phi}^T \underline{M} \underline{\Phi} = \underline{M}^g, \quad \underline{\Phi}^T \underline{D} \underline{\Phi} = \underline{D}^g \quad \text{und} \quad \underline{\Phi}^T \underline{K} \underline{\Phi} = \underline{K}^g \quad (2.6)$$

die zu den modalen Massen, Dämpfungen bzw. Steifigkeiten

$$m_i^g = \underline{\varphi}_i^T \underline{M} \underline{\varphi}_i, \quad d_i^g = \underline{\varphi}_i^T \underline{D} \underline{\varphi}_i \quad \text{und} \quad k_i^g = \underline{\varphi}_i^T \underline{K} \underline{\varphi}_i \quad (2.7)$$

der jeweiligen ( $i$ -ten) Eigenform (abhängig von der Normierung der Modalmatrix) führen. Für die Auslegung aktiver Systeme sind die modalen Eigenschaften der zu beeinflussenden Eigenform (bzw. Eigenfrequenz) von Bedeutung, da sie die technischen Randbedingungen festlegen und somit Einfluss auf die konstruktive Umsetzung der Lösung bezogen auf erforderliche Kräfte, Hübe und auftretende dynamische Lasten haben. Darüber hinaus lässt sich hiermit die Bewegungsgleichung (Gl. 2.1) in ein System von  $n$  entkoppelten Differentialgleichungen vom Typ des Schwingers mit einem Freiheitsgrad in modalen Koordinaten  $p$  überführen

$$\underline{M}^g \ddot{\underline{p}} + \underline{D}^g \dot{\underline{p}} + \underline{K}^g \underline{p} = \underline{0} \quad (2.8)$$

was die Nutzung typischer Beschreibungsgrößen von Einfreiheitsgradschwingern auch bei Mehrfreiheitsgradsystemen möglich macht. Bspw. kann der modale Dämpfungsgrad nach

$$D_i = \frac{1}{2} \frac{d_i^g}{m_i^g \omega_i} \quad (2.9)$$

angegeben werden, wodurch eine gute Vergleichbarkeit der durchgeführten aktiven oder passiven Schwingungsreduktionsmaßnahmen und ihr Einfluss auf die einzelnen Moden möglich wird.

Um die Gesamtsystemeigenschaften berechnen zu können, eignet sich die Darstellung im Zustandsraummodell. Hierbei wird die konstituierende Differentialgleichung (Gl. 2.1) nach

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A}\underline{x}(t) + \underline{B}\underline{u}(t) \quad (2.10)$$

mit den Anfangsbedingungen  $\underline{x}(t_0)$  und



$$\underline{y}(t) = \underline{C}\underline{x}(t) + \underline{D}\underline{u}(t) \quad (2.11)$$

umgeformt, wodurch eine einfache, übersichtliche Beschreibung komplexer mechanischer Systeme möglich ist.  $\underline{x}(t)$  stellt den Zustandsvektor,  $\underline{u}(t)$  den Eingangsvektor und  $\underline{y}(t)$  den Ausgangsvektor dar.  $A$  wird als Systemmatrix,  $B$  als Eingangsmatrix,  $C$  als Ausgangsmatrix und  $D$  als Durchgangsmatrix bezeichnet [139]. Hierbei können die Systemmatrizen direkt aus einer analytisch hergeleiteten Differentialgleichung oder aber aus numerischen Modellen wie der Finite-Elemente-Analyse (FEA) oder der Mehrkörpersimulation (MKS) gewonnen werden. Darüber hinaus ist die Überführung messtechnisch ermittelter Systemeigenschaften aus einer experimentellen Systemidentifikation möglich. Somit kann das Gesamtsystemverhalten mit Hilfe der Zustandsraumdarstellung effizient und problemangepasst bestimmt werden.

Neben der Darstellung der Bewegungsgleichung im Zeitbereich kann mittels der Fouriertransformation das Zeitsignal  $x(t)$

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (2.12)$$

in den Frequenzbereich überführt werden [43]. Aufgrund der typischerweise digitalen Auswertung im Rahmen der Untersuchungen an Kraftfahrzeugen findet die *Diskrete Fourier Transformation* (DFT) zwischen festgelegten Limiten nach

$$x_k = \sum_{n=0}^N x_n e^{-j2\pi \frac{kn}{N}} \quad (2.13)$$

Anwendung, wobei die Grenzen durch die Anzahl der Samples  $N$  bei der Aufzeichnung oder Rechnung gekennzeichnet sind und maßgeblich die Genauigkeit der spektralen Darstellung bestimmen. Üblicherweise wird zur Ermittlung der Frequenzinhalte die *Fast Fourier Transformation* (FFT) als Sonderform der DFT verwendet [43]. Mit Hilfe der FFT kann somit der Quotient der gemessenen Daten nach

$$H_{ij}(\omega) = \frac{X_i(\omega)}{X_j(\omega)} \quad (2.14)$$

in Form von *Übertragungsfunktionen* (Frequency Response Functions (FRF's)) ermittelt werden, wobei  $i$  die Strukturantwort und  $j$  die Anregung beschreibt. Diese Darstellungsform ermöglicht die Beurteilung des Übertragungsverhaltens zwischen zwei Punkten, was im Rahmen der Charakterisierung der vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften sowie zur Beschreibung des Transferverhaltens einzelner Körperschallpfade genutzt werden kann.

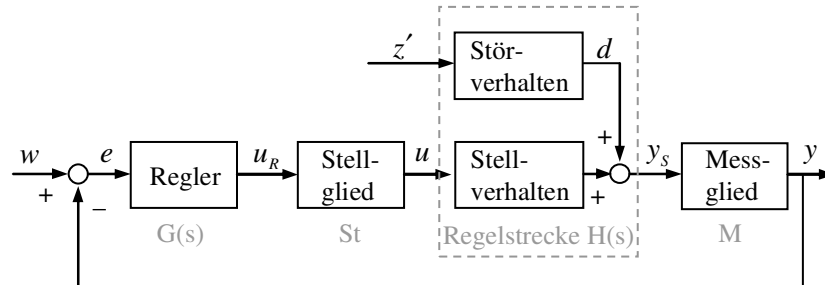
Insbesondere für die Untersuchung des geregelten Systemverhaltens ist die Laplace-Transformation nach

$$F(s) = \int_0^{\infty} f(t) e^{-st} dt \quad (2.15)$$

wichtig [42]. Durch die einheitliche Beschreibung in der  $s$ -Ebene kann das Verhalten der einzelnen Komponenten einer aktiven Lösung abgebildet und in Form von Blockschaltbildern anschaulich dargestellt werden.

## 2.2 Regelungstechnik und Systemauslegung

Zur aktiven Schwingungsreduktion werden neben dem Aktor als zentrales Wirkelement Sensoren, eine Regelung, eine Signalkonditionierung sowie ein geeigneter Leistungstreiber benötigt (vgl. Bild 2.1). Die in Kapitel 2.1 beschriebenen strukturdynamischen Eigenschaften finden sich als Strecke  $G(s)$  wieder.



**Bild 2.1:** Komponenten der aktiven Schwingungsreduktion in Anlehnung an [139].

Sensoren und Verstärker müssen den Anforderungen der Anwendung wie Bandbreite oder Leistungsbedarf genügen, sollten idealerweise jedoch keinen signifikanten Einfluss auf das Verhalten des Gesamtsystems nehmen. Anders verhält sich dies bei der Wahl der Signalverarbeitungsalgorithmen. Durch Auswahl und Gestaltung des Reglers kann das Verhalten der aktiven Lösung maßgeblich beeinflusst werden. Unterschieden wird in:

- Rückkopplsysteme (*Feedback*), die je nach Regelstrategie bspw. die Dämpfung verändern und damit gezielt in die Systemeigenschaften eingreifen.
- Steuerungen (*Feedforward*), die bei Kenntnis des Störsignals und der Übertragungsstrecke sehr effizient Gegenschwingungen einleiten können.

Diese können auch in Kombination zum Einsatz kommen und werden in den nachfolgenden Kapiteln näher erläutert.

Durch die Überlagerung adaptiver Komponenten können die Regelalgorithmen ihre Eigenschaften in begrenztem Umfang an veränderliche Randbedingungen anpassen und somit das Ergebnis weiter optimieren. Typische Regelkonzepte für die aktive Schwingungsreduktion sind [35], [36], [119]:

- Positive Position Feedback (PPF),
- Integrated Force Feedback (IFF),
- aktive Dämpfung (kollokierte Geschwindigkeitsrückführung),
- PID (oder Kombinationen wie P, I oder PI),
- Filtered xLMS (Steuerung),
- Modalregler (IMSC) und
- weitere modellbasierte Regler wie  $H_2$  oder  $H_\infty$ .

Die unterschiedlichen Regelkonzepte weisen jedoch spezifische Vor- und Nachteile auf und können z. T. nur unter bestimmten Randbedingungen zum Einsatz kommen [99], [34].

### 2.2.1 Rückkopplungssysteme

Ein nach dem Prinzip des Feedback funktionierendes, geregeltes Gesamtsystem wird in Bild 2.2 als Blockschaltbild dargestellt. Der Ausgang  $y$  des Systems wird mit einem Sollwert  $r$  verglichen und führt zu einer Regelabweichung

$$e = r - y \quad (2.16)$$

Diese wird in einen Kompensator  $H(s)$  eingeleitet, welcher Einfluss auf die Strecke  $G(s)$  nimmt. Das wesentliche Problem besteht darin, einen Regler zu finden, der in der Lage ist, Störungen  $d$ , die auf das System einwirken, bestmöglich auszugleichen und trotzdem Stabilität zu garantieren.

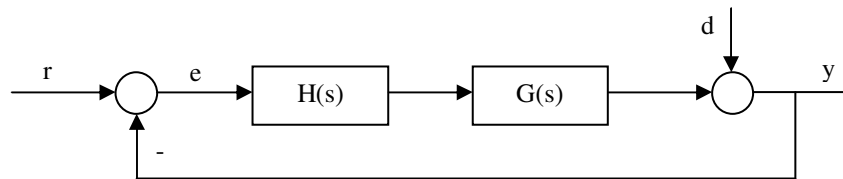


Bild 2.2: Prinzip der Feedback-Regelung in Anlehnung an [119].

Typische Ausgestaltungsformen des Feedback-Konzepts im Bereich der aktiven Schwingungsreduktion sind die *aktive Dämpfung*, das *Integrated Force Feedback* und *modellbasierte Regler*.

[119] zeigt, dass mittels kollozierter<sup>2</sup> Geschwindigkeitsrückführung eine *aktive Dämpfung* realisiert werden kann, welche Resonanzüberhöhungen verringert. Dies erfordert, dass die Störübertragungsfunktion

$$\frac{y(s)}{d(s)} = \frac{1}{1 + GH} \quad (2.17)$$

im Bereich der Resonanzfrequenz die Bedingung  $GH \gg 1$  erfüllt. Nach [119] können mit diesem Ansatz bei vergleichsweise moderaten Verstärkungsfaktoren gute Ergebnisse erreicht werden. Wird ein Beschleunigungssensor verwendet, ergibt sich das Regelgesetz zu

$$H_b(s) = \frac{g}{s} \quad (2.18)$$

mit dem Verstärkungsfaktor  $g$ . [33] schlägt hierbei die Ergänzung um einen tiefabgestimmten<sup>3</sup> Hochpassfilter vor, der eine Sättigung des Integrators vermeidet.

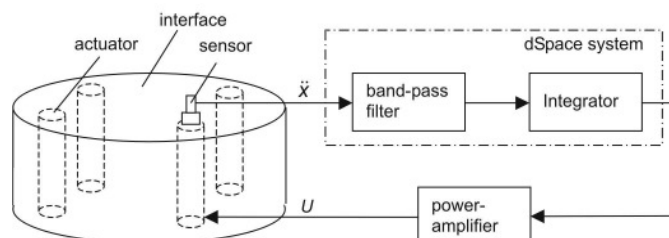


Bild 2.3: Prinzip der aktiven Dämpfung mittels kollozierter Geschwindigkeitsrückführung.

<sup>2</sup> Ort der Kraft- bzw. Verschiebungseinleitung und Messstelle sind identisch.

<sup>3</sup> Die Eckfrequenz des Hochpass-Filters sollte deutlich unter der ersten zu beeinflussenden Resonanz liegen.

Besonders vorteilhaft ist, dass kein Modell der Struktur erforderlich ist, um die Regelung auszulegen. Im Falle von Kollokation zwischen Sensor und Aktor und unter Annahme idealisierter Komponenteneigenschaften zeigen sich darüber hinaus gute Stabilitätseigenschaften. Bild 2.3 zeigt den hierzu benötigten Gesamtaufbau anhand einer schematischen Prinzipskizze.

[119] schlägt neben der aktiven Dämpfung das Konzept des *Integrated-Force-Feedback* vor, bei dem nach

$$H_f(s) = -g \frac{1}{s} \quad (2.19)$$

das mit  $g$  gewichtete Integral der Kraft an einem Körperschallinterface zurückgeführt wird. Auch hier verhindert nach [33] der Einsatz eines tiefabgestimmten Hochpassfilters die Sättigung des Integrators, was anderenfalls zu einem Verlust der statischen Steifigkeit führen würde. IFF setzt den Einsatz einer Kraftmessung voraus, wodurch sich insbesondere bei kleinen Verschiebungen bzw. geringen Beschleunigungen bessere Regelungsergebnisse einstellen (vgl. Kapitel 4.3). Nachteilig sind jedoch die schwierigere Integrierbarkeit der Sensorik sowie deren Kosten.

Neben der aktiven Dämpfung und des IFF kann ein *modellbasiertes Regelkonzept* verwirklicht werden. Die hierfür erforderliche Übertragungsfunktion  $F(s)$  lautet:

$$F(s) = \frac{y(s)}{r(s)} = \frac{GH}{1 + GH} \quad (2.20)$$

Auch hier wird  $GH \gg 1$  verlangt, um in dem gewünschten Frequenzbereich eine geeignete Regelung zu erhalten. Es wird deutlich, dass bei  $GH \gg 1$  die Übertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises ca. 1 entspricht. Der Ausgang folgt dem Sollwert sehr genau, sodass bspw. Positionskontrollen mit hoher Güte umgesetzt werden können [119]. Auch eine Störung kann nach der weiterhin geltenden Störübertragungsfunktion ausgeglichen werden. Um hierfür einen Regler zu finden, muss nach [119] ein mathematisches Modell des Systems vorhanden sein, häufig genügt hier jedoch eine stark vereinfachte Abbildung der Struktur  $G(s)$ .

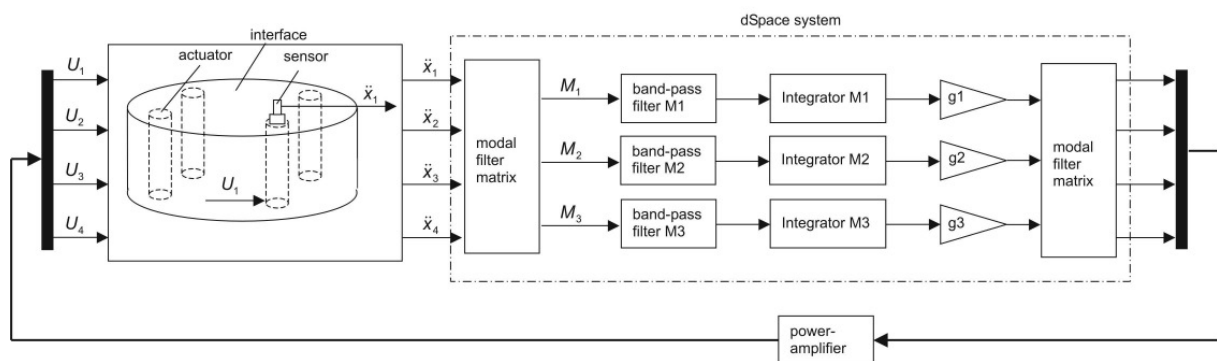


Bild 2.4: Beispielhafter Aufbau des IMSC Modalreglers.

Eine einfache aber effektive Variante eines modellbasierten Reglers findet sich in [93]. Der hier vorgeschlagene *modale Regler*<sup>4</sup> berücksichtigt die als bekannt vorausgesetzten Eigenformen des Systems und führt hierdurch zu sehr deutlichen Verbesserungen des Schwingungsverhaltens (vgl. Bild 2.4 und Bild 2.9).

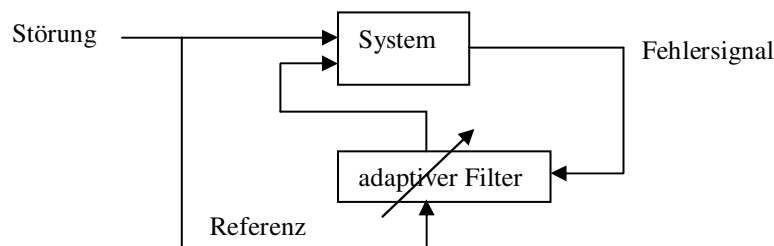
Eine Entkopplung der Moden wird erreicht, indem durch geeignete Linearkombination von Sensorsignalen einzelne Freiheitsgrade herausgefiltert und diese dann mittels phasen- und amplitudenrichtiger Ansteuerung der Aktoren geregelt werden (Gl. 2.21).

$$\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \end{bmatrix} = [L_S \phi]^{-1} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

Die allgemeine Lösung für den modalen Amplitudenvektor  $M$  kann mit Hilfe der Eigenvektormatrix  $\Phi$ , des Sensorsignalvektors  $S$  und der Verteilungsmatrix der Sensoren  $L$  ermittelt werden (beispielhaft für ein System mit 3 Moden und 4 Sensoren dargestellt). Bei diesem Konzept werden mindestens so viele Aktoren/Sensoren benötigt, wie Moden zu entkoppeln sind.

### 2.2.2 Steuerungen

Existiert ein Signal, das mit der eigentlichen Störung korreliert, kann eine Schwingungsisolierung nach dem Prinzip des Feedforward umgesetzt werden [119] (vgl. Bild 2.5). Dieses wird in einen (adaptiven) Filter eingeleitet, der so auf das System einwirkt, dass die eigentliche Störung über Interferenz ausgelöscht wird. Ein Fehlersignal, das an der Stelle aufgenommen wird, an der das System beruhigt werden soll, sorgt dafür, dass der adaptive Filter optimal eingestellt bleibt.



**Bild 2.5:** Konzept des Feedforward mittels selbstanpassendem Filter in Anlehnung an [119].

Vorteilhaft am Konzept des Feedforward ist, dass die Wirkungsweise für alle Frequenzen des festgelegten Frequenzbereichs sichergestellt ist. Hingegen ist die Funktion der aktiven Dämpfung frequenzabhängig und zeigt die besten Resultate im Bereich der Systemeigenfrequenzen [119]. Im Weiteren wird für die Umsetzung des Feedforward-Ansatzes kein spezielles Modell des Systems benötigt, um einen entsprechenden Filter aufzubauen. Vielmehr kann aus den ermittelten Messdaten mit Hilfe eines adaptiven Filters das benötigte Modell automatisiert erzeugt werden. Daneben reagiert diese Methode weniger empfindlich auf Phasenverluste, sodass auch hochfrequente Anwendungen realisiert werden

<sup>4</sup> Independent Modal Space Control (imsc).

können. Wesentlicher Nachteil ist die Notwendigkeit eines geeigneten Referenzsignals, was häufig nicht zur Verfügung steht. Darüber hinaus sind aufgrund der Komplexität der Algorithmen i.d.R. digitale Rechensysteme erforderlich, die zu Kostennachteilen führen können.

### 2.2.3 Anwendungsbezogene Konzeptbewertung

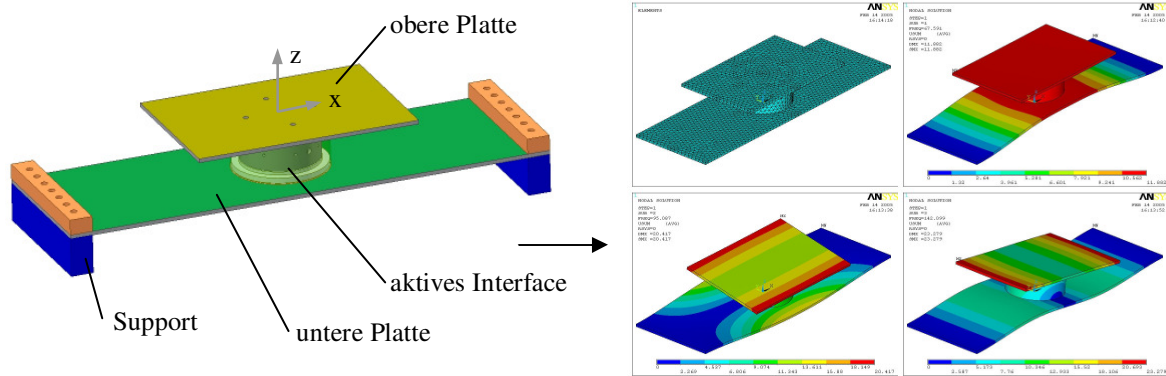
Werden die unterschiedlichen Konzepte bezogen auf die Anforderungen der aktiven Schwingungsreduktion verglichen, ergeben sich verschiedene Vor- und Nachteile. Diese sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst:

Art der Regelung	Vorteile	Nachteile
<b>Feedback</b>		
Aktive Dämpfung	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Kein Modell des Systems <math>G(s)</math> erforderlich.</li> <li>- Garantierte Stabilität bei Kollokation.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Nur im Bereich um die Resonanz wirkungsvoll.</li> </ul>
Modellbasiert (LQG,H...)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Wirkt global.</li> <li>- Vermindert alle Störungen innerhalb der Bandbreite.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Begrenzte Bandbreite. Störungen, die außerhalb der Bandbreite liegen, werden verstärkt.</li> </ul>
<b>Feedforward</b>		
Adaptiver Filter (z.B. filtered xLMS)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Kein spezielles Modell notwendig.</li> <li>- Große Bandbreite.</li> <li>- Funktioniert bei schmalbandigen Störsignalen besser.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Referenzsignal erforderlich.</li> <li>- Wirkt ggf. nur lokal.</li> <li>- „Real time“ Berechnungen erforderlich.</li> </ul>

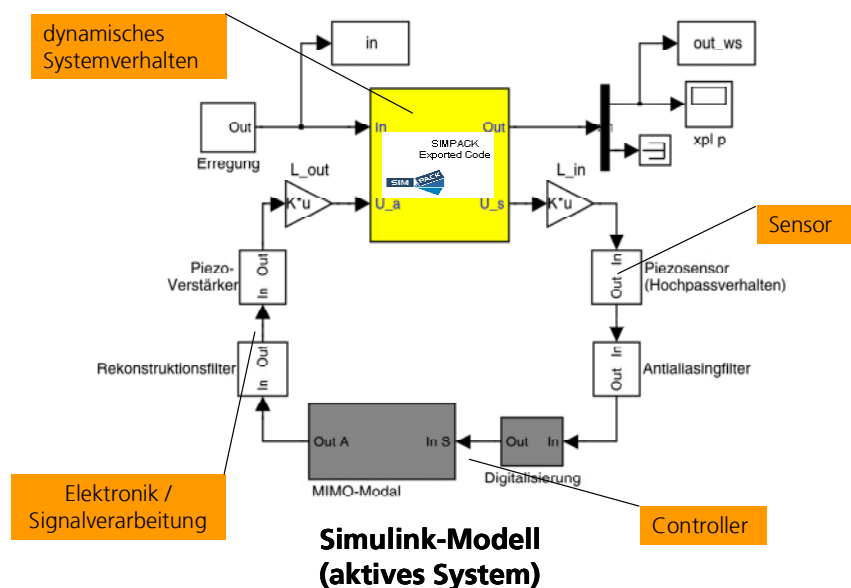
**Tabelle 2.1: Vor- und Nachteile verschiedener Regelkonzepte nach [119].**

Es wird deutlich, dass für die gegebene Anwendung im Bereich Automobil verschiedene Lösungswege eingeschlagen werden können. Am aussichtsreichsten scheint die Verwendung der aktiven Dämpfung und des Integrated Force Feedback, da diese über ein hohes Kostenreduktions- und Integrationspotential bei gutem Stabilitätsverhalten verfügen. Modellbasierte Feedbackregler oder Feedforward-Steuerungen finden in der vorliegenden Arbeit keine Berücksichtigung. Bei modellbasierten Reglern ist die Ableitung gültiger Modelle aufgrund stark variierender Randbedingungen schwierig, für Feedforward-Steuerungen fehlt ein geeignetes Eingangssignal.

Um den Einfluss des gewählten Regelalgorithmus auf das Gesamtsystemverhalten sowie die Notwendigkeit einer geeigneten Beschreibungsform der strukturdynamischen Eigenschaften anschaulich darzustellen, wird mit Hilfe eines einfachen Laboraufbaus das Prinzip der aktiven Schwingungsreduktion erläutert. Zunächst wird die Funktionsweise der geregelten, aktiven Schwingungsreduktion anhand einer numerischen Gesamtsystems simulation veranschaulicht. Anschließend erfolgt eine experimentelle Verifizierung der Ergebnisse [132], [8], [9]. Ziel des Versuchsaufbaus ist die Entkopplung zweier Platten im Bereich  $0 < f < 300$  Hz durch eine aktive Einheit, um eine Übertragung von Störungen auf die obere Platte zu verhindern (vgl. Bild 2.6 links).



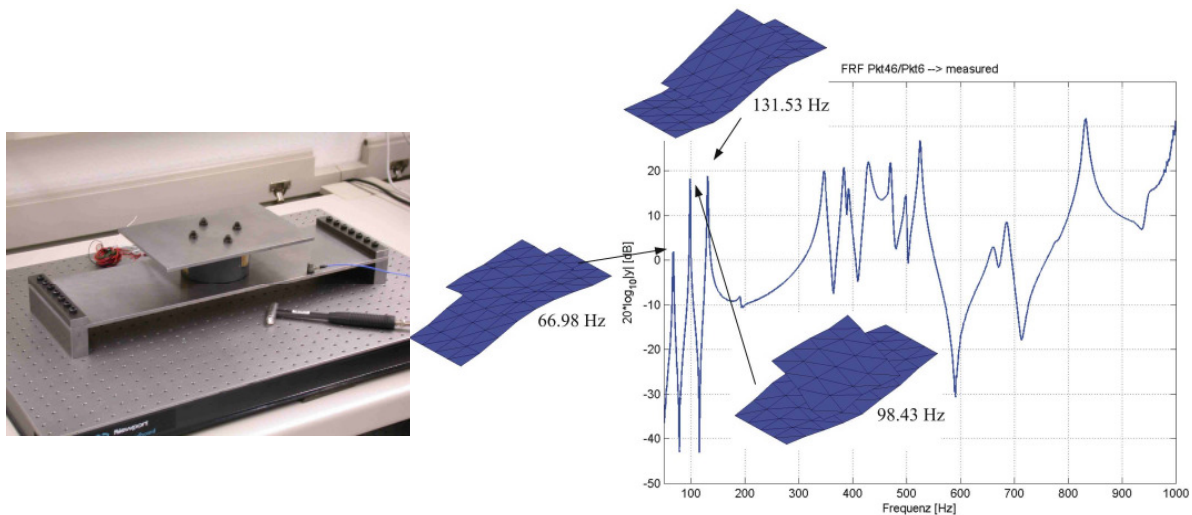
Die aktive Einheit besteht aus piezokeramischen Stapelaktoren und wird nach [6] als *active mount* oder *Interface* bezeichnet (vgl. Kapitel 4.3.1.1). Durch die Verwendung von piezokeramischen Stapelaktoren ist eine hochgradige Funktionsintegration möglich. So können auftretende mechanische Lasten (Normalkraft, Schub, Torsion,...) ertragen sowie die erforderlichen Stellwege bzw. -kräfte zur Schwingungskompensation eingeprägt werden. Darüber hinaus müssen in der gegebenen Beispielanwendung die drei Freiheitsgrade *Translation* in z-Richtung sowie die *Rotationen* um die x- und die y-Achse in einer Interface-Einheit ermöglicht werden, um die in Bild 2.6 (rechts) dargestellten Eigenformen beeinflussen zu können.



**Bild 2.7: Modellierung des geregelten Gesamtsystems durch Verknüpfung unterschiedlicher Simulationswerkzeuge sowie der Abbildung der strukturdynamischen Eigenschaften im Zustandsraum [8], [9], [132].**

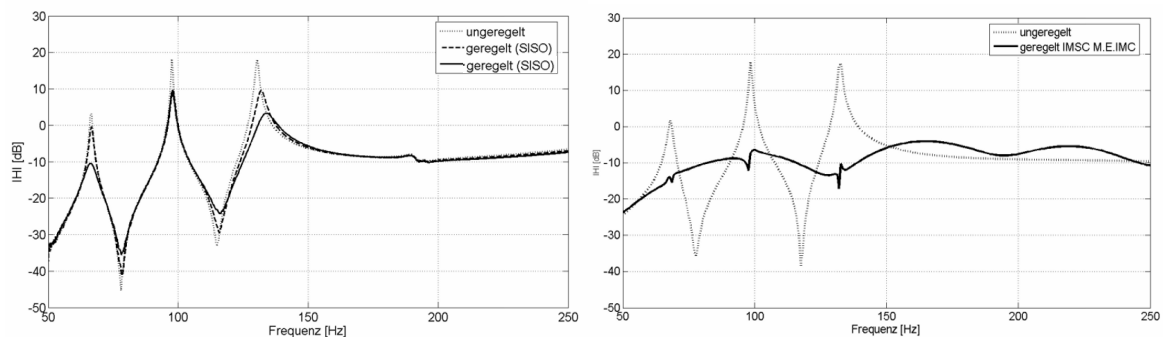
Ob der gewählte Interface-Ansatz hierbei zielführend ist, zeigen numerische Voruntersuchungen. So kann durch eine kombinierte Modellierung unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM), der Mehrkörpersimulation (MKS) und der Programmierumgebung Matlab/Simulink das Gesamtsystemverhalten gut vorhergesagt werden (vgl. Bild 2.7). Hierbei findet sowohl das dynamische Verhalten der Struktur im betrachteten Fre-

quenzbereich als auch der Einfluss weiterer wesentlicher Komponenten wie der Sensorik, des Regelalgorithmus und der Leistungsverstärkung Berücksichtigung. Somit wird es möglich, den Bereich des aktiven Eingriffs zu identifizieren und den Einfluss der aktiven Maßnahme abzuschätzen. Die anschließende experimentelle Modalanalyse des Systemverhaltens der Realstruktur bestätigt die Simulationsergebnisse und dient der Validierung des zugrundeliegenden Modells. Bild 2.8 zeigt die Messergebnisse und verdeutlicht die Übereinstimmung der gemessenen Eigenformen und –frequenzen mit den zuvor numerisch ermittelten Werten (vgl. Bild 2.6).



**Bild 2.8:** Versuchsaufbau im Labor (links) und passives Systemverhalten ermittelt mit Hilfe einer experimentellen Modalanalyse (rechts) [8], [9], [132].

Wie die numerischen Simulationen zeigen, können sehr deutliche Reduktionen erwartet werden (vgl. Bild 2.9). Gleichzeitig wird jedoch auch der Einfluss der Wahl des Regelalgorithmus erkennbar. Kommt das einfache Konzept der Geschwindigkeitsrückführung zum Einsatz, können die vorhandenen Resonanzen lediglich moderat bedämpft werden (vgl. Bild 2.9 links). Wird hingegen das aufwändigere Konzept des Modalreglers eingesetzt, kann das Gesamtverhalten signifikant beeinflusst werden (vgl. Bild 2.9 rechts). So ist es in der gegebenen Anwendung mit Hilfe des IMSC-Konzepts möglich, eine nahezu vollständige Beruhigung der oberen Plattform im gegebenen Frequenzbereich zu bewirken.

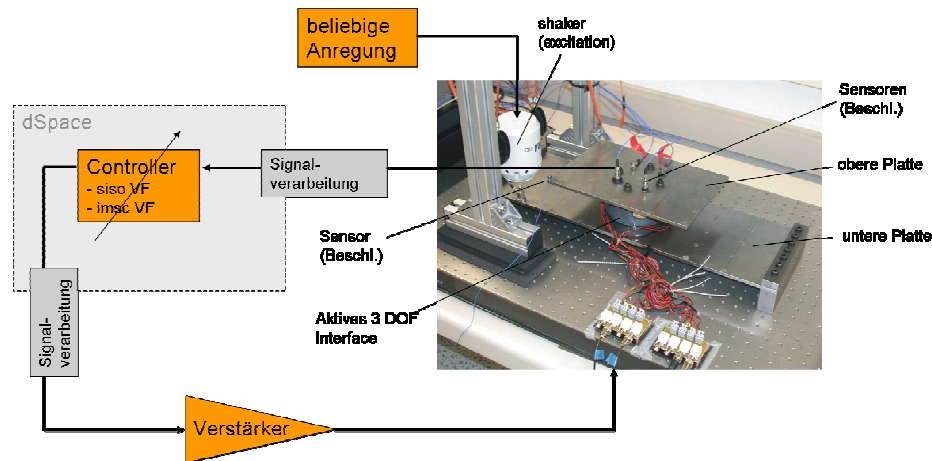


**Bild 2.9:** Numerisch simulierte Ergebnisse des aktiven Eingriffs für *aktive Dämpfung* (links) bzw. *modale Regelung* (rechts) [8], [9], [132].

Um die numerischen Untersuchungen im Labor zu überprüfen, wird der in Bild 2.10 dargestellte experimentelle Gesamtaufbau verwendet. Durch die Umsetzung des Reglers auf

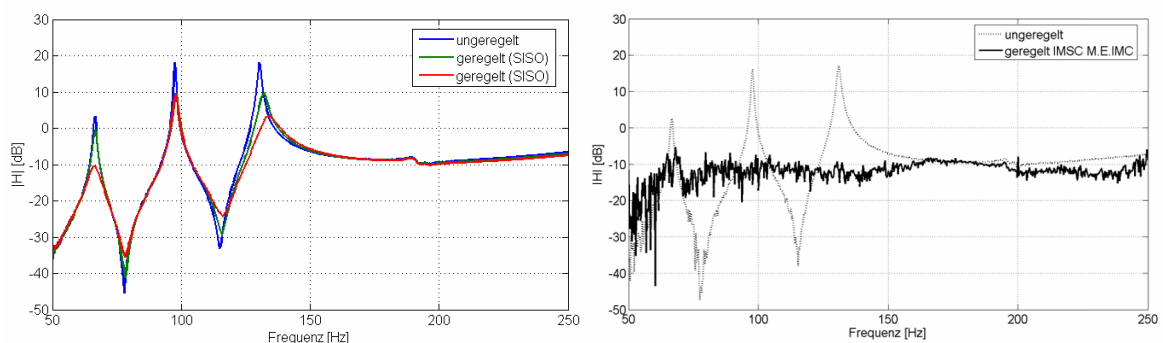


der Rapid-Control-Prototyping-Plattform dSPACE ist eine sehr effiziente Reglerentwicklung möglich. Die Anregung der Gesamteinheit erfolgt durch einen elektrodynamischen Schwingerreger<sup>5</sup> an der unteren Platte. Als Sensoren kommen Beschleunigungsaufnehmer zum Einsatz, deren Messsignal durch Integration in die erforderliche Geschwindigkeit umgerechnet wird.



**Bild 2.10:** Experimenteller Gesamtaufbau im Laborumfeld [8], [9], [132].

Bei der experimentellen Umsetzung im Labormaßstab können die theoretisch ermittelten Ergebnisse bestätigt werden (vgl. Bild 2.11). Wiederum findet sich lediglich eine moderate Bedämpfung der Resonanzen bei Rückführung der Geschwindigkeit, wobei Reduktionen der Beschleunigungsüberhöhungen von bis zu 15 dB erreicht werden. Die Verwendung des aufwändigeren IMSC-Algorithmus führt, ähnlich wie in den Simulationen, zu einer massiven Verminderung der Beschleunigungen an der oberen Platte (vgl. Bild 2.11 rechts).



**Bild 2.11:** Gemessene Ergebnisse des aktiven Eingriffs für *aktive Dämpfung* (links) bzw. *modale Regelung* (rechts) [8], [9], [132].

Somit ist erkennbar, dass über die Zustandsraumbeschreibung der numerisch ermittelten Eigenschaften des Versuchsaufbaus und der anschließenden Verkettung der Komponenten Strecke, Regler, Sensor und Verstärker in der Programmierumgebung Matlab/Simulink eine gute Vorhersage des späteren Verhaltens ermöglicht wird.

<sup>5</sup> Elektrodynamische Schwingerreger werden auch als Shaker bezeichnet.

## 2.3 Fahrzeugakustik

Die *Technische Akustik* stellt eine Teilmenge der *Akustik* dar und befasst sich mit Geräuschereignissen, die durch technische Einrichtungen wie Maschinen, Transportmittel oder Gebrauchsgüter erzeugt werden, und deren Bewertung, Beeinflussung sowie die resultierende Wirkung auf den Menschen und die Umwelt. Die *Fahrzeugakustik* kann demnach mit den Mitteln der Technischen Akustik behandelt werden, wobei auf spezifische Besonderheiten, die aus der Mobilität der Anwendung folgen, Rücksicht genommen werden muss.

Beschreibende Größe der Akustik ist der Schall, der sich in Luft und anderen Gasen in Form von Kompressionswellen ausbreitet [28]. Der Wechseldruck  $p(t)$ , der sich dem statischen Druck überlagert, wird als Schalldruck bezeichnet und stellt für Luft- und Flüssigkeitsschall die wichtigste Messgröße dar. Die Angabe des Schalldrucks erfolgt, gemittelt über eine bestimmte Zeit, als Effektivwert  $\tilde{p}$  innerhalb eines bestimmten Frequenzbandes. Der für den Menschen wahrnehmbare Bereich für  $\tilde{p}$  umfasst sechs Zehnerpotenzen, weshalb keine absoluten Werte Verwendung finden, sondern der *Schalldruckpegel*  $L_p$  in Dezibel (dB) gemäß

$$L_p = 10 \lg(\tilde{p}^2 / \tilde{p}_0^2) \text{ dB} = 20 \lg(\tilde{p} / \tilde{p}_0) \text{ dB} \quad (2.22)$$

als relatives Leistungsmaß genutzt wird. Hierin stellt  $\tilde{p}_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$  den international festgelegten Bezugswert für den Effektivwert des Schalldrucks dar.

Der Schalldruckpegel, gemessen in der Umgebung einer Maschine, ist keine maschinen-spezifische Größe sondern abhängig vom Messabstand, dem Messort sowie weiteren Faktoren wie bspw. der Raumgröße und Raumbeschaffenheit. Aus diesem Grund wird zur Bewertung von technischen Einrichtungen häufig der Schallleistungspegel nach

$$L_p = 10 \lg(P / P_0) \text{ dB} \quad (2.23)$$

herangezogen, wobei als Bezugswert i.d.R.  $P_0 = 10^{-12} \text{ W}$  Verwendung findet. Mit

$$P = \tilde{p}^2 / \rho_L c_L \cdot S \quad (2.24)$$

wobei  $\rho_L$  die spezifische Dichte der Luft,  $c_L$  die Schallgeschwindigkeit in der Luft und  $S$  die zu Grunde gelegte Fläche beschreibt, basiert nach  $P \sim \tilde{p}^2$  die Schallleistungsbestimmung wiederum auf der Messung des Schalldruckpegels, beschreibt die Schallereignisse jedoch unabhängig von äußeren Einflussparametern.

### 2.3.1 Körperschall

Für die Betrachtung der NVH-Fahrzeugeigenschaften müssen sowohl Luft- als auch Körperschallaspekte berücksichtigt werden, da beide zu den wahrnehmbaren Störungen im Fahrzeuginneren beitragen. Im Gegensatz zu Gasen treten in festen Körpern neben Zugspannungen auch Schubspannungen auf. Deshalb gibt es beim Körperschall neben den Longitudinalwellen auch Transversalwellen. Aus ihrer Kombination setzen sich weitere Wellentypen zusammen [28], von denen die Biegewellen am wichtigsten sind. Diese rufen Bewegungen senkrecht zur Oberfläche eines Körpers hervor und sind, da nur die orthogonal zur Abstrahlfläche wirkenden Schwingungskomponenten auf das umgebende Gas über-

tragen werden, i.d.R. am stärksten an der Geräuschabstrahlung von Maschinenkonstruktionen beteiligt.

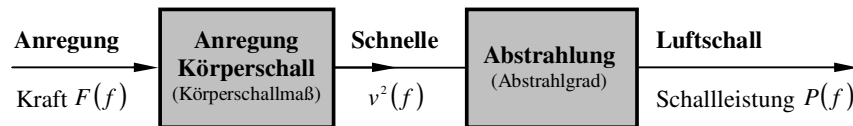
Die für den Körperschall wichtigste Messgröße ist die Schwinggeschwindigkeit oder *Körperschall-Schnelle*<sup>6</sup>  $v(t)$  senkrecht zur abstrahlenden Oberfläche eines Geräuscherzeugers. Diese ist i.d.R. identisch mit der Schwinggeschwindigkeit der Oberfläche in der betrachteten Raumrichtung, woraus die Bedeutung der Untersuchung der Impedanz (bzw. Admittanz) mechanischer Strukturen resultiert (vgl. Kapitel 2.3.2). Hierdurch wird ein direkter Rückschluss aus dem mechanischen Schwingverhalten (Geschwindigkeit) der technischen Struktur auf die akustische Auswirkung (Luftschall) möglich. Auch die Schnelle wird meist relativ als *Schnellepegel*  $L_v$  nach

$$L_v = 10 \lg(\tilde{v}^2 / \tilde{v}_0^2) \text{ dB} \quad (2.25)$$

mit dem Bezugswert  $\tilde{v}_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ m/s}$  angegeben. Mit der Bestimmung der Schnelle wird die Berechnung des *Abstrahlgrads*  $\sigma(f)$  nach

$$\sigma(f) = \frac{P(f)}{\rho_L c_L S \tilde{v}^2(f)} \quad (2.26)$$

möglich, welcher als Verbindungsglied zwischen (Kraft-) Anregung und entstehender Schallleistung fungiert (vgl. Bild 2.12). Eine veränderliche Kraftanregung kann demnach zu einer Körperschallanregung führen, die an einer abstrahlrelevanten Begrenzungsfläche zu einer Luftschallabstrahlung führen kann, welche sich als veränderte Schallleistung darstellt.



**Bild 2.12:** Einflussgrößen auf die Schallentstehung bei krafterregten Strukturen [129].

Um von der Körperschallanregung zur Luftschallabstrahlung zu gelangen, muss das mechanische Verhalten der Struktur beschrieben werden. Die Ursache krafterregter Maschinengeräusche stellen i.d.R. dynamische Betriebskräfte  $F(t)$  dar, die an der Krafteinleitungsstelle in die schallabstrahlende Fläche eingeleitet werden. Diese Einleitungsstelle ist durch die Eingangsimpedanz  $Z_E(f)$  (vgl. Kapitel 2.3.2) gekennzeichnet, sodass sich am Ort der Krafteinleitung ein Körperschall (Schnelle) von

$$\tilde{v}_E = F/Z_E \quad (2.27)$$

ergibt. Der sich über die gesamte Oberfläche ausbreitende Körperschall hängt unmittelbar über die *Körperschall-Transferfunktion*  $T_E$  nach

$$T_E = \tilde{v} / v_E \quad (2.28)$$

von der Schnelle am Anregungsort  $E$  ab und beträgt im flächengewichteten Mittel  $\overline{\tilde{v}(f)} = T_v \cdot \tilde{v}_E$ . Dieser mittlere Körperschall erzeugt auf der abstrahlrelevanten Oberfläche

<sup>6</sup> I.d.R. als *Schnelle* abgekürzt.

eine Schallleistung  $P(f)$ , die zur Schallabstrahlung in die Umgebung führt und abhängig vom Abstrahlgrad  $\sigma(f)$ , der spezifischen Impedanz des Mediums  $Z_{Medium}$  (i.d.R. Luft) sowie der schallabstrahlenden Fläche  $S$  ist. Dies führt zu der **Maschinenakustischen Grundgleichung**:

$$P(f) = \tilde{F}^2(f) \cdot \frac{T_v^2(f)}{Z_E^2(f)} \cdot S \cdot \sigma(f) \cdot Z_{Medium} \quad (2.29)$$

oder in anderer Schreibweise

$$P(f) = \sigma(f) \cdot S \cdot Z_{Medium} \cdot \overline{\tilde{v}^2(f)} \quad (2.30)$$

Hervorzuhebende Teile der Gl. 2.29 sind die *Körperschallfunktion*

$$Sh_T^2 = \frac{T_v^2}{Z_E^2} \cdot S \quad (2.31)$$

sowie das *akustische Transferverhalten*<sup>7</sup> einer Maschinenstruktur

$$T_{ak}^2 = Sh_T^2 \cdot \sigma = \frac{T_v^2}{Z_E^2} \cdot S \cdot \sigma \quad (2.32)$$

dass eine Aussage über die „Filtereigenschaften“ des Systems zulässt. Beide werden häufig für die Bewertung technischer Strukturen herangezogen und ermöglichen einen schnellen Vergleich der jeweiligen Systemeigenschaften auf abstrahiertem Niveau.

### 2.3.2 Impedanz und Netzwerkdarstellung

Zur exakten Beschreibung des Gesamtübertragungsverhaltens einer Struktur sind nach Gleichung (2.29) die mechanische Eingangsimpedanz  $Z_E$  sowie die spezifische akustische Impedanz des Mediums  $Z_{Medium}$  erforderlich [129].

Die *mechanische Impedanz*  $\underline{Z}$  beschreibt das Verhältnis zwischen einer wirkenden Kraft und einer resultierenden Geschwindigkeit [92]

$$\underline{Z} = \frac{\underline{F}}{\underline{v}} = \frac{\underline{F}}{\dot{x}} \text{ Ns/m} \quad (2.33)$$

Sind hierbei  $\underline{F}$  die komplexe Erregerkraft und  $\underline{v}$  die komplexe Schwinggeschwindigkeit (Schnelle) an der Anregungsstelle und haben beide gleiche Orientierung, dann stellt die Kraft  $\underline{F}$  bezogen auf die Schnelle  $\underline{v}$  die *Eingangsimpedanz*  $\underline{Z}_E$  dar. Physikalisch beschreibt  $\underline{Z}_E$  wie groß die Schnelleamplituden (Körperschall) an der Anregungsstelle der Struktur bei den Anregungsfrequenzen einer Erregerkraft werden. Eine große Eingangsimpedanz führt somit bei gegebener Krafterregung nur zu einer geringen Körperschallamplitude am Ort der Anregung. Die Impedanz kann somit als „Schwingwiderstand“ interpretiert werden [129].

Wird der Quotient aus Kraft und Geschwindigkeit (in jeweils gleicher Richtung) an einer beliebigen Stelle der Struktur außerhalb des Orts der Anregung gebildet, bezeichnet dies

---

<sup>7</sup> Auch als *akustische Transferfunktion* bezeichnet.

die *Punktimpedanz*. Diese beschreibt ausschließlich das Strukturverhalten des betrachteten Orts und lässt im Gegensatz zur Eingangsimpedanz keine unmittelbaren Rückschlüsse auf die Schwingempfindlichkeit und die Filtereigenschaften der Struktur über mögliche Anregungsstellen zu. Dennoch eignet sie sich gut zur Beschreibung des lokalen Schwingungsverhaltens.

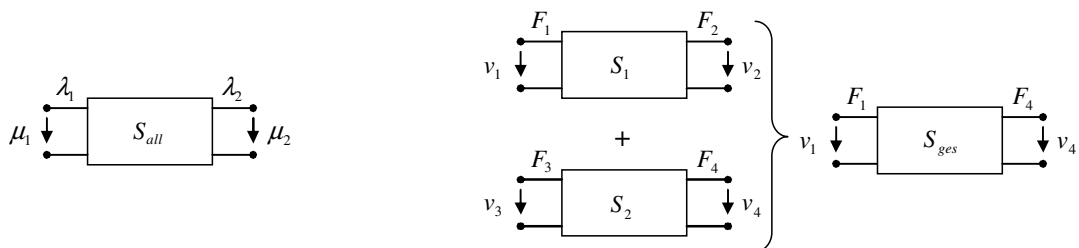
Liegen Messort von Kraft und Geschwindigkeit an zwei unterschiedlichen Punkten bzw. sind die Messrichtungen nicht identisch, wird ihr Quotient als *Transferimpedanz* bezeichnet. Diese ermöglicht die Untersuchung der Systemreaktion auf eine (Kraft-) Anregung und dient somit der Untersuchung von Übertragungsstrecken, welche maßgeblich die Filtereigenschaften der technischen Struktur beschreiben.

Die *akustische Impedanz*  $\underline{Z}_{Medium}$  verknüpft die Feldgrößen Druck und Schnelle nach

$$\underline{Z}_{Medium} = \frac{P}{v} \quad (2.34)$$

wodurch eine Beschreibung der Eigenschaften des Mediums (i.d.R. Luft), die für die Schallausbreitung relevant sind, möglich wird.

Durch die Bestimmung der Systemimpedanzen ist es möglich, komplexes Strukturverhalten in vergleichsweise einfacher Form zu untersuchen, darzustellen und mit anderen technischen Strukturen zu vergleichen. Darüber hinaus ermöglicht die Impedanzdarstellung eine vereinfachte Einbettung in übergeordnete (numerische) Simulationsmodelle, indem n-Pol-Darstellungen der Subsysteme in Netzwerken verkettet werden [92].



**Bild 2.13: 4-Pol Darstellung von Subsystemen (links) sowie Verkettung der Subsysteme zu einem Gesamtsystem (rechts).**

Diese leistungsbezogene Darstellung des (Sub-) Systemverhaltens setzt voraus, dass sich die betrachteten physikalischen Strukturen linear und zeitinvariant verhalten. Diese Voraussetzungen müssen zumindest im „Arbeitspunkt“ gelten. D.h. ein grundsätzlich mit Nichtlinearitäten behaftetes System (bspw. Hysterese des Kraft-Weg Verlaufs bei Gummielementen) kann – wenn kleine Änderungen vorausgesetzt werden können – durchaus als lineares System aufgefasst werden. Erst wenn unzulässig große Abweichungen vom Arbeitspunkt im Betrieb auftreten, verliert die Beschreibung ihre Gültigkeit, was eine erneute Modellanpassung erforderlich macht.

Allgemein kann ein System mit je einem Ein- und Ausgang als 4-Pol aufgefasst werden (vgl. Bild 2.13 links). Mathematisch wird das Übertragungsverhalten nach [92] durch

$$\begin{bmatrix} \mu_1 \\ \lambda_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{U} & 0 \\ 0 & 1/\ddot{U} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mu_2 \\ \lambda_2 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

beschrieben, wobei  $\mu$  Differenzkoordinaten wie Spannung (elektrisch), Geschwindigkeit oder Druck und  $\lambda$  Flusskoordinaten wie Strom (elektrisch), Kraft oder Volumenfluss bezeichnen [92]<sup>8</sup> (vgl. Bild 2.13). Betrachtet man ein mechanisches System mit den Punktimpedanzen

$$Z_1 = F_1/v_1 \quad (2.36)$$

am Eingang,

$$Z_2 = F_2/v_2 \quad (2.37)$$

am Ausgang sowie den Transferimpedanzen

$$Z_{12} = F_1/v_2 = Z_{21} = F_2/v_1 \quad (2.38)$$

unter der Annahme von Reziprozität führt dies mit

$$\mu_1 = v_1, \lambda_1 = F_1, \mu_2 = v_2 \text{ und } \lambda_2 = F_2 \quad (2.39)$$

zu

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{12}/Z_1 & 0 \\ 0 & Z_1/Z_{12} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_2 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

womit eine vollständige Beschreibung des (Sub-) Systemverhaltens möglich ist. Wird dieses Teilsystem mit einem anderen bspw. mechanischen, elektrischen oder akustischen System verbunden, kann dies mathematisch durch

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{Z_{12}Z_{34}}{Z_1Z_3} & 0 \\ 0 & \frac{Z_1Z_3}{Z_{12}Z_{34}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_4 \\ F_4 \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

beschrieben werden, wobei  $F_2 = F_3$  und  $v_2 = v_3$  angenommen werden. Gleichung 2.42 stellt dies exemplarisch für die Verbindung zweier rein mechanischer Systeme dar (vgl. Bild 2.13). Durch diese Verknüpfung unterschiedlicher Domänen kann eine durchgängige Beschreibungsform gefunden werden, die eine Beurteilung des Gesamtsystemverhaltens ermöglicht.

Neben der Impedanz als wichtigste Größe zur Beschreibung und Verknüpfung technischer Systeme finden die *Admittanz*, die *dynamische Steifigkeit* sowie die *Inertanz* Anwendung. Die Darstellung der Admittanz als Kehrwert der Impedanz nach

$$h(f) = v/F = 1/Z \quad (2.42)$$

hat den Vorteil, dass Ähnlichkeiten mit der FRF-Darstellung von Messdaten (bspw. der Beschleunigung oder der Geschwindigkeit) bestehen, die eine Ergebnisinterpretation erleichtern (vgl. Anhang Bild 0.4).

---

<sup>8</sup> Dieser Ansatz kann zu einem *abstrakten Netzwerk* erweitert werden, indem die Differenz- und Flusskoordinaten Matrizenform annehmen, was jedoch aus Gründen der Übersichtlichkeit und Verständlichkeit nicht dargestellt wird.

Die dynamische Steifigkeit beschreibt den Quotient aus eingeleiteter Kraft und resultierenden Verschiebung  $x$  an der Krafteinleitungsstelle

$$c_{dyn}(f) = F/x \quad (2.43)$$

und ist im Kontext dieser Arbeit insbesondere bei der Beschreibung nachgiebiger Elemente (bspw. Komfortlagern aus Gummi) von Bedeutung, da sie die über der Frequenz veränderlichen Steifigkeitseigenschaften beschreibt. Diese können mitunter deutlich von den statisch ermittelten Steifigkeiten abweichen, sodass eine erweiterte Beschreibung zur ordnungsgemäßen Abbildung der Systemeigenschaften erforderlich ist (vgl. Kapitel 2.5).

Die *Inertanz* [38] als Verhältnis aus Beschleunigung  $\ddot{x}$  und eingeleiteter Kraft

$$A(f) = \ddot{x}/F \quad (2.44)$$

hingegen ist insbesondere wegen der Empfindlichkeit des menschlichen Körpers für mechanische Vibrationen von Bedeutung (vgl. Kapitel 2.4). Da diese u.a. über Beschleunigungen wahrgenommen werden, ist die Ermittlung, Bewertung und Reduktion des Beschleunigungsniveaus für die Komfortverbesserung bezogen auf die fühlbaren Vibrationen von hoher Bedeutung. Der Kehrwert der Inertanz wird als dynamische Masse bezeichnet.

## 2.4 Auswirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen

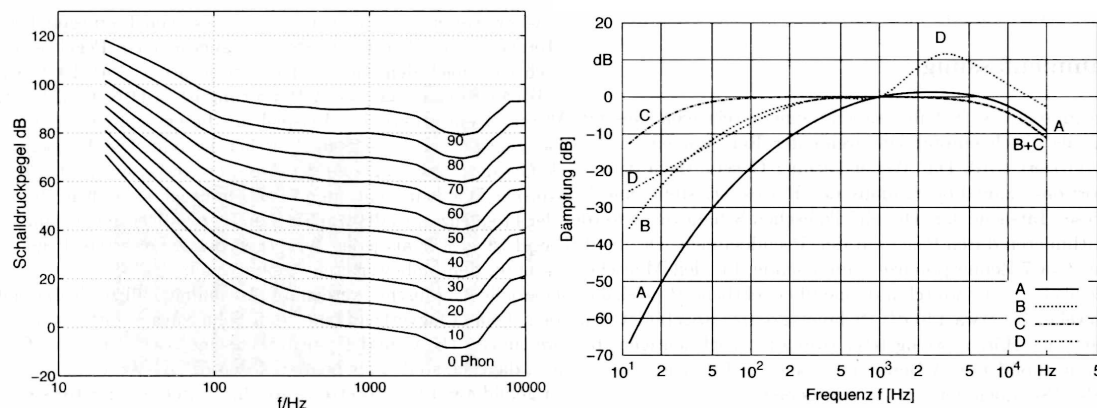
Neben dem Hören – als bekannteste Form der Wahrnehmung von Schwingungen – verfügt der Mensch über eine Vielzahl weiterer Organe und Verfahren, um Schwingungen unterschiedlicher Frequenz zu erkennen. Diese können in visuell, vestibular, somatisch<sup>9</sup> und auditiv<sup>10</sup> gegliedert werden. Schwingungen können demnach gesehen (Auge), gefühlt (Gleichgewichtsorgan im Innenohr), gespürt (Haut, Arm u.s.w.) oder gehört (Ohr) werden. Häufig ergibt sich erst durch die Kombination der unterschiedlichen Wahrnehmungsformen der Gesamteindruck, der für den Menschen relevant ist. Im Kontext dieser Arbeit sind die Auswirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen aus den Bereichen *akustische* und *taktile Wahrnehmung* von besonderer Bedeutung.

Die *akustische Wahrnehmung* des Menschen wird durch das menschliche Ohr ermöglicht und umfasst einen Frequenzbereich von ca.  $16 \text{ Hz} < f < 16.000 \text{ Hz}$  (vgl. Bild 2.14). Am Trommelfell auftreffende Schallwellen werden als mechanische Schwingungen auf Hammer, Ambos und Steigbügel übertragen und bewegen schließlich die Härchen des Cortiorgans [129]. Bestimmend für die Wahrnehmung eines Schallereignisses ist der Schalldruckpegel in Dezibel (dB) (vgl. Gl. 2.23). Hierbei werden gleiche Schalldruckpegel  $L$  je nach Frequenz des Schalls unterschiedlich laut wahrgenommen, was durch eine Frequenzbewertung der Schallpegel in der technischen Akustik berücksichtigt wird (vgl. Bild 2.14). Unter den genormten Bewertungskurven A, B, C und D ist die A-Bewertung die am weitesten verbreitete [2]. Allerdings zeigt die A-Bewertung im unteren Frequenzbereich eine vergleichsweise große Abweichung zu der menschlichen Lautstärkeempfindlichkeit, was zu einer Unterbewertung von Schallereignissen in diesem Bereich führt. Deshalb werden im

<sup>9</sup> Auch als *taktile* Wahrnehmung bezeichnet.

<sup>10</sup> Auch als *akustische* Wahrnehmung bezeichnet.

Rahmen dieser Arbeit unbewertete bzw. B-bewertete Schalldruckpegeldarstellungen bevorzugt.



**Bild 2.14:** Kurven gleicher Lautstärkeempfindlichkeit (links) sowie verschiedene Bewertungskurven (rechts) [109].

Ob ein Schallereignis als Lärm empfunden wird, hängt maßgeblich davon ab, ob körperliches, seelisches oder soziales Wohlbefinden hierdurch beeinflusst wird [129]. Art und Ausmaß der Lärmwirkung sind demnach abhängig von:

- physikalischen Eigenschaften der Schallereignisse,
- Eigenschaften, Einstellungen und Tätigkeiten der betroffenen Person und
- Merkmalen der Situation, in der Schall auf die Person einwirkt.

Neben Kommunikationsstörungen kann Lärm zu Reaktionen des Nervensystems (z.B. Schlaflosigkeit, Aggressivität, Konzentrationsfähigkeit) oder des Kreislaufs (z.B. erhöhter Blutdruck, erhöhter Puls, Herzklopfen) führen sowie Schädigungen des Ohrs (Hörverlust, Schwerhörigkeit, Tinnitus) verursachen und gilt deshalb als *Stress-Faktor*, der körperliche und geistige Leistungen beeinträchtigt und Erholung und Entspannung einschränkt [129]. Insbesondere die psychoakustischen Gesichtspunkte bei der Untersuchung von Schallereignissen sind von zentraler Bedeutung für die Bewertung der Auswirkung auf den Menschen. Diese können in die Beurteilung der *Lästigkeit* von Geräuschen münden. Neben der Lautheit ist die Lästigkeit eine eigenständige Eigenschaft des Geräusches, die durch verschiedene physikalische wie *psychologische* Kriterien beschrieben werden kann. Beispiele nach [67] sind:

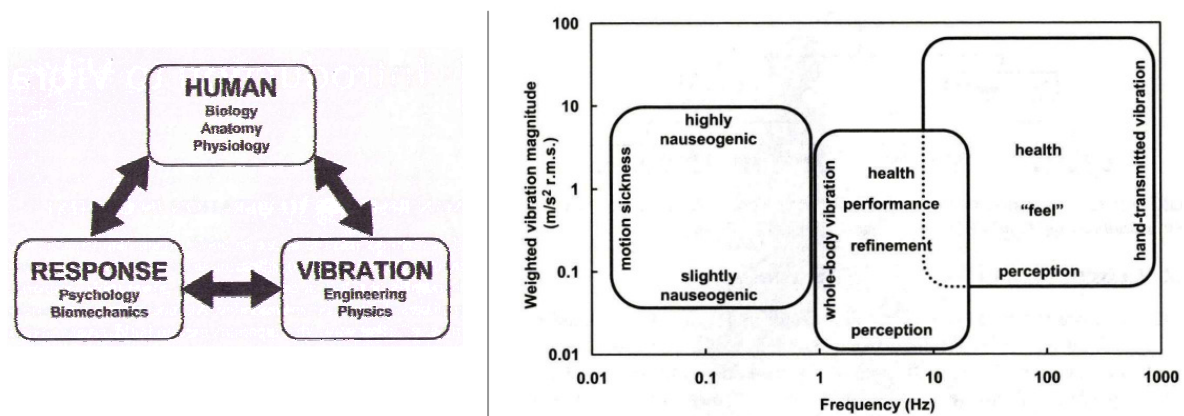
- Frequenzverteilung,
- Zeitdauer der Einwirkung,
- Pegelverlauf über der Zeit,
- die seelische Verfassung des Belästigten,
- seine persönliche Beziehung zum Geräusch.

Eine klare Bewertung der Lästigkeit wird durch schwer erfassbare Größen wie bspw. den seelischen Zustand erschwert, weshalb die eindeutige Messbarkeit eingeschränkt wird [30], [113], [122]. Sinnvoll erscheint daher die Eingrenzung der Lästigkeit anhand bestimmter Gesichtspunkte wie Tonalität oder Frequenzhöhe. Über Bewertungsverfahren wie das Noise-Rating-Verfahren oder das Perceived-Noise-Level-Verfahren wird versucht die Lästig-



keit durch die Beschreibung der physikalischen Geräuscheigenschaften zu beurteilen [67], wodurch die Wirkung auf den Menschen jedoch nur zum Teil erfasst werden kann. Im Kontext dieser Arbeit hat die Lästigkeit von Geräuschen und das damit verbundene Lärmempfinden eine hohe Bedeutung, da in Kraftfahrzeugen tonale Summ- oder Brummgeräusche sowie Dröhn- oder stoßerregte Karosseriegeräusche im Vergleich zum Gesamtschallpegel zwar eine untergeordnete Rolle spielen, bezogen auf die Wirkung auf den Menschen aufgrund ihrer Lästigkeit jedoch dominieren.

Neben der auditiven Wahrnehmung stellt die *taktile Wahrnehmung* ein bedeutsames Element der Auswirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen dar. Sie erfolgt im Wesentlichen über die Haut sowie Extremitäten wie Hände, Arme, Beine oder Gesäß und gilt als Untergruppe der somatischen Wahrnehmung. Nach [96] kann die Reaktion des Menschen auf eine Störung (Vibration) nicht isoliert betrachtet werden. Vielmehr sind Aspekte der Anatomie, der Physiologie, der Psychologie, der Biomechanik und der physikalischen Beschreibung der Vibration zusammen zu untersuchen und zu bewerten, um zu einer richtigen Einschätzung zu gelangen (vgl. Bild 2.15 links). Darüber hinaus ist der Einwirkungszeitraum der Vibration ein weiterer wesentlicher Faktor für den Einfluss der Vibration auf den Menschen.



**Bild 2.15:** Komponenten und Disziplinen nach [96], die Einfluss auf die Reaktion des Menschen auf eine Störung nehmen (links). Typische Frequenzbereiche und Schwingungsamplituden zur Untersuchung der Auswirkung von Vibrationen auf den Menschen (rechts).

Die taktile Wahrnehmung umfasst einen Frequenzbereich von ca.  $0,05 \text{ Hz} < f < 1.000 \text{ Hz}$ , wobei die drei Bereiche Kinetose<sup>11</sup>, Ganzkörperschwingungen und Hand-Arm Schwingungen unterschieden werden (vgl. Bild 2.15 rechts). Für die hier durchgeführten Untersuchungen im Pkw sind lediglich der zweite und dritte Bereich von Interesse, wobei im Bereich von 16 Hz bis 1.000 Hz die Überlappung zwischen Luft- und Körperschall und damit verbunden zwischen hörbaren und fühlbaren Schwingungen deutlich wird.

Eine etablierte Form der Beschreibung von Vibrationswirkungen auf den Menschen ist die gewichtete Beschleunigungsamplitude  $a_w$  der Vibration (vgl. Bild 2.15 rechts)

$$a_w = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (2.45)$$

<sup>11</sup> Die Kinetose wird auch als Reisekrankheit oder im angelsächsischen als motion-sickness bezeichnet.

wobei  $a_w$  den frequenzgewichteten Beschleunigungszeitverlauf darstellt. Hierbei wird die Gewichtung nach [1] von unterschiedlichen Faktoren wie bspw. Wirkrichtung, Körperhaltung oder Empfindungsgrad bestimmt. Dies stellt einen wichtigen Unterschied zu der Bewertung von körperschallinduziertem Luftschall dar, bei dem typischerweise die Proportionalität zwischen Schwinggeschwindigkeit der mechanischen Struktur und Schallleistung im Medium Luft herangezogen wird und somit die Untersuchung der Schnelle (Schwinggeschwindigkeiten) im Vordergrund steht. Dieser Unterschied verdeutlicht die Notwendigkeit sowohl die Impedanz (als Bewertungsgröße für die Auswirkung des Körperschalls auf den Luftschall und die damit verbundene Schallleistung) als auch die Inertanz (als Bewertungsgröße für die Auswirkung des Körperschalls auf den Menschen in Form von Vibrationen) zu betrachten. Neben der gewichteten Beschleunigungsamplitude können nach [3] die auftretenden Vibrationen entsprechend ihrer Störwirkung und Wahrnehmbarkeit unterschieden werden (vgl. Bild 0.3 Anhang). Hierbei zeigt sich, dass selbst sehr kleine Beschleunigungen als störend wahrgenommen werden und den Insassenkomfort deutlich reduzieren. [3] schlägt zur objektiven Bewertung der Auswirkung von Schwingungen die Bildung eines Komfortindex  $K$  vor, mit dem unterschiedliche Ereignisse in ihrer Gesamtauswirkung zusammengefasst werden können.

Unzulässige Vibrationsbelastungen können zu Problemen wie bspw. das Hand-Arm Vibrationssyndrom (HAVS)<sup>12</sup> oder Gelenkschädigungen führen. Von besonderer Bedeutung für Fahrer und Passagiere von Fahrzeugen sind jedoch

- Konzentrationsverlust,
- Stress und
- Reduktion des Wohlbefindens,

die typischerweise durch langanhaltende Vibrationsbelastungen bei vergleichsweise geringer Beschleunigungsamplitude zu beobachten sind [64], [53], [122]. Diese haben in der Regel keine direkten gesundheitsgefährdenden Auswirkungen, werden jedoch als unangenehm und störend wahrgenommen. Darüber hinaus erschweren die auftretenden Geräusch- und Vibrationspegel die Kommunikation (bspw. Silbenverständlichkeit) und die Nutzung von Bedienelementen wie Schaltern oder Drehreglern [53].

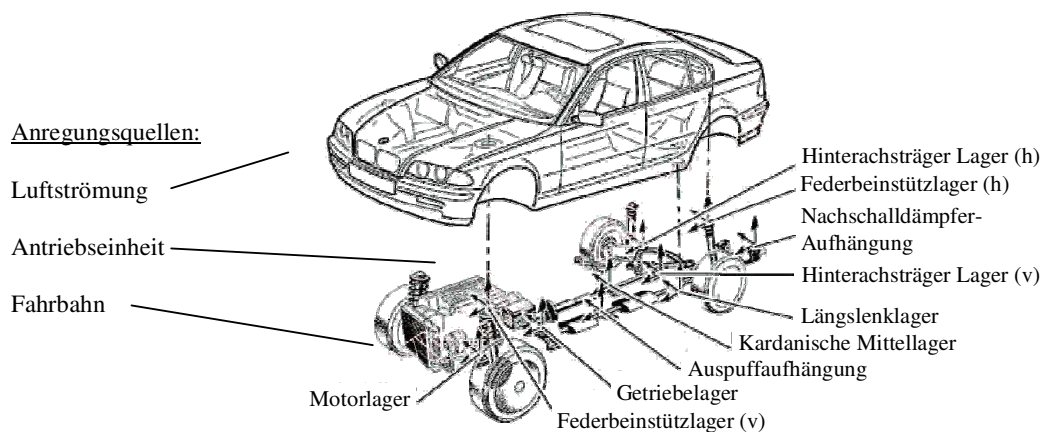
Neben den genannten negativen Auswirkungen haben Geräusche und Vibrationen im Pkw jedoch auch wichtige Rückmeldungsfunktionen, die dem Fahrer Informationen über den Fahrzustand mitteilen. Deshalb ist es wichtig nicht die vollständige Beseitigung von Vibrationen und Geräuschen anzustreben, sondern gezielt das Vibrations- und Geräuschverhalten zu gestalten. Dies muss abhängig von der jeweiligen Fahrzeugklasse und dem Fahrzeugtyp erfolgen, um nicht wesentliche, kaufentscheidende Aspekte wie bspw. Sportlichkeit (oft verbunden mit deutlich wahrnehmbaren Motorengeräusch) zu beseitigen. Ziel sollte demnach ein offensives *Sound & Vibration Design* sein.

---

<sup>12</sup> HAVS zeichnet sich durch Funktionsstörungen der Zusammenarbeit von Muskeln, Nerven, Knochen Gelenken sowie den Gefäßen charakterisiert ist (bspw. Weißfingerkrankheit in Folge langanhaltender Vibrationsbelastung der Hände) [64].

## 2.5 Vibroakustische Fahrzeugeigenschaften

Die Wahrnehmung der vibroakustischen Effekte im Kraftfahrzeug wird einerseits durch Art und Quelle der Anregung, andererseits durch die Fahrzeugeigenschaften selbst bestimmt (vgl. Bild 2.16). Darüber hinaus ergibt sich der Gesamteindruck im Fahrzeuginnen aus der Überlagerung unterschiedlicher Schwingungen und Geräusche, die über verschiedene Transferpfade von den Anregungsquellen zum Passagier übertragen werden. Dieser erfährt die Störungen über Vibrationen an Kontaktflächen (bspw. Lenkrad, Sitzfläche, Bodenblech im Fußaufstandsbereich, Innenverkleidung der Türen), visuelle Eindrücke wie bspw. schwingende Oberflächen (Rückspiegel, Schalthebel, Amaturentafel) oder Geräuscheindrücke.



**Bild 2.16: Störquellen und Übertragungspfade im Kraftfahrzeug.**

Hierbei können verschiedene Anregungsquellen unterschieden werden, wobei drei Bereiche nach [90] dominieren:

- **Antriebseinheit** (Verbrennungskraftmaschine, Nebenaggregate, Ansaug- und Abgasanlage, Antriebswellen, Getriebe...),
- **Aerodynamik** (Strömungsgeräusche bspw. an Abrisskanten) und
- **Fahrbahn-Fahrzeug-Interaktion** (Fahrbahnbeschaffenheit, Reifeneigenschaften, Fahrwerkeigenschaften, Karosserieeigenschaften).

Die jeweiligen Anteile der Anregungsquellen, die zu den im Inneren wahrgenommenen Geräuschen und Vibrationen führen, ändern sich abhängig von Randbedingungen wie Fahrgeschwindigkeit, Fahrbahnqualität oder Lastzustand der Antriebseinheit [91], [17]. Bei schneller Autobahnfahrt bspw. dominieren die Antriebseinheit sowie aerodynamisch bedingte Störanregungen, wohingegen auf rauen Fahrbahnoberflächen, bei der Überfahrt von Querrillen, Bitumenstreifen oder Kanaldeckeln sowie bei Fahrten mittlerer Geschwindigkeit und geringer Last deutliche Anteile aus dem Fahrwerksbereich herrühren [121], [72], [90].

Neben den Anregungsquellen spielen die vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften – und die hiermit verbundenen Transferpfadeigenschaften – eine zentrale Rolle. Die vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften werden vom Zusammenspiel unterschiedlicher Fahrzeugkomponenten beeinflusst. Beispielhaft können genannt werden:

- Steifigkeit, Dämpfung und Massenverteilung der Karosserie (lokal wie global),

- Übertragungsverhalten des Reifens,
- Übertragungsverhalten des Fahrwerks, hier insbesondere von vibroakustisch relevanten Komponenten wie Stoßdämpfer, Gummilager und Federelemente,
- akustische Gestaltung des Innenraums,
- Schwingungsverhalten von Aggregaten und Nebenkomponten wie Motor, Getriebe oder Abgassystem sowie
- Übertragungsverhalten von Lagerelementen für Aggregate und Nebenkomponten.

Durch gezieltes Abstimmen der jeweiligen Komponenteneigenschaften kann das heute übliche Vibrations- und Geräuschniveau erreicht werden, was jedoch z.T. zu erheblichem Aufwand führt [80], [81].

Nach Bild 2.16 bestehen unterschiedliche Transferpfade zwischen Anregungsquelle und Rezipient. Hierbei kann die Schwingungsübertragung sowohl über Luftschall als auch über Körperschall erfolgen, wobei typischerweise eine Kombination aus beiden zu dem wahrgenommenen Eindruck des Rezipienten führt. Wichtige Transferpfade im Kraftfahrzeug sind nach [50], [31], [121]:

- Reifen → Fahrwerk → Karosserie → Luft- und Körperschall in der Fahrgastzelle,
- Reifen → Luftschall im Radkasten → Karosserie → Luft- und Körperschall in der Fahrgastzelle,
- Motor → Motorlagerung → Karosserie → Luft- und Körperschall in der Fahrgastzelle
- Motor → Luftschall im Motorraum → Karosserie → Luft- und Körperschall in der Fahrgastzelle,
- Ansaug- und Abgaseinheit → Lagerelemente → Luft- und Körperschall in der Fahrgastzelle (hier auch untergeordnet direkte Luftschallbrücken) und
- Übertragungselemente (Getriebe, Antriebswelle, Lager) → Körperschall in Ankoppelementen → Luft- und Körperschall in der Fahrgastzelle (hier auch untergeordnet direkte Luftschallbrücken).

Diese werden jeweils durch die eigentliche menschliche Wahrnehmung ergänzt, die jedoch stark situationsabhängig und personenbezogen ist und im hörbaren Bereich durch die Psychoakustik beschrieben wird (vgl. Kapitel 2.4).

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich Anregungen und deren Wirkung auf das Fahrzeug und seine Insassen verursacht durch die Fahrbahn-Fahrzeug-Interaktion, also maßgeblich durch das Verhalten des Reifens und dessen Zusammenspiel mit der Fahrbahnbeschaffenheit, in einem Frequenzbereich  $\ll 1$  kHz betrachtet. Hierbei wird wiederum nur der reine Körperschalltransferpfad (Reifen → Fahrwerk → Karosserie → Luft- und Körperschall in der Fahrgastzelle) berücksichtigt. Erst in der Fahrgastzelle wird auch die Auswirkung des entstehenden Luftschalls hinzu genommen. Der parallel existierende Luftschalltransferpfad (Reifen → Luftschall im Radkasten → Körperschall von Karosseriekomponten → Luft- und Körperschall in der Fahrgastzelle) wird nicht untersucht. Auch werden sekundäre Anregungsquellen wie bspw. die Reifenunwucht, La-

geräusche oder Lastschwankungen in Kardangelenken nicht getrennt betrachtet, sondern als nicht weiter differenzierter Teil der Gesamtanregung angesehen.

### 2.5.1 Fahrbahn-Fahrzeug-Interaktion

Werden typische fahrwerkbedingte Schwingungsphänomene im Fahrzeug sowie deren Anregungsquellen untersucht, können drei Bereiche unterschieden werden:

- Fahrverhalten und –stabilität (0...5 Hz),
- herkömmlicher Fahrkomfort und Vibrationen (5...25 Hz) und
- erweiterter Fahrkomfort, NVH bzw. Vibroakustik ( > 25 Hz).

Selbstverständlich dominiert der untere, fahrdynamisch relevante Frequenzbereich aufgrund seiner Bedeutung für die Fahrsicherheit sowohl die (struktur-) mechanische Auslegung als auch die Untersuchung der auftretenden Schwingungsphänomene. Dennoch ist es erforderlich, insbesondere den Frequenzbereich > 20 Hz intensiv zu untersuchen, um die vibroakustische Gesamtwirkung auf die Passagiere bewerten zu können.

Schwingungsphänomen	f [Hz]		Anregung	
	von	bis	Fahrbahn	Unwucht
Aufbauschwingung	0,5	5	++	
Freeway-Hop	2	5	++	
Stuckern, Shake	7	15	++	+
Achsschwingung	10	15	++	++
Lenkunruhe	10	20		++
Prellen	7	25		
Bremsrubbeln	15	25		++
Dröhnen	30	70	++	+
Achsrauhigkeit	30	80	++	
Abrollen	30	300	++	

**Tabelle 2.2: Einflüsse auf den Fahrkomfort und zugehörige Quellen [66].**

So zeigt Tabelle 2.2, dass insbesondere die Schwingungsphänomene *Dröhnen*, *Achsrauhigkeit* und *Abrollen* Auswirkungen bis in den höherfrequenten Bereich haben und zu Problemen in der Fahrgastzelle führen können.

Die Interaktion zwischen Fahrbahn und Fahrzeug bezogen auf Vibrationen und Geräuschen ist geprägt von der Beschaffenheit der Fahrbahn sowie den vibroakustischen Eigenschaften der Räder, des Fahrwerks sowie der Karosserie.

Ausgelöst werden die Störungen durch Unebenheiten der Fahrbahn, wobei diese nach [31] gemäß ihrer Wellenlänge klassifiziert werden können (vgl. Tabelle 2.3). Für die vibroakustische Anregung des Fahrzeugs sind gemäß dieser Einteilung jedoch nur Textur und Rauigkeit der Fahrbahn entscheidend. Kurven, sehr kurzwellige Texturstörungen oder Unregelmäßigkeiten auf molekularer Ebene spielen hier keine Rolle.

Charakteristik		Wellenlänge	Einfluss auf
langwellige Kurven		$l > 50 \text{ m}$	Pseudostatisch
Unebenheiten / kurzwellige Kurven		$1 \text{ m} < l < 50 \text{ m}$	Dynamik (Fahr-)
Rauhigkeiten		$10 \text{ mm} < l < 1 \text{ m}$	Dynamik (NVH)
Textur	Makro	$1 \text{ mm} < l < 10 \text{ mm}$	Reibung & Haftung / Geräusche
	Micro	$10 \mu\text{m} < l < 1 \text{ mm}$	Reibung & Haftung
Material		Molekular	Reibung & Haftung

**Tabelle 2.3: Charakterisierung der Fahrbahneigenschaften nach Wellenlänge und Auswirkung der Unregelmäßigkeit [31].**

Neben der Anregung über Rauhigkeit und Textur führen stoßhaltige Ereignisse, wie sie bspw. bei der Überfahrt von Bitumenstreifen, Kanaldeckeln, Kopfsteinpflaster oder Dehnfugen entstehen, zu Störungen (vgl. Bild 2.17). Aufgrund ihres impulsartigen Charakters kommt es hierbei zu einer breitbandigen Fahrzeuganregung und deutlich wahrnehmbaren Störgeräuschen und –vibrationen.



**Bild 2.17: Impulsartig anregende Straßenelemente: Bitumenstreifen (links), Dehnfuge einer Brücke (Mitte), Kanaldeckel (rechts).**

Durch den insgesamt gesunkenen Innenraumgeräuschpegel heutiger Fahrzeuge treten derartige Ereignisse besonders störend hervor und mindern somit den Qualitätsgesamteindruck signifikant. Hierbei gilt zu beachten, dass selbst kleinste Anregungen zu Störwirkungen führen. So liegen die Fahrbahnerhebungen bei Bitumenstreifen oder Verbundpflastersteinen im Bereich  $< 5 \text{ mm}$ , dennoch führen sie zu unerwünschten Geräuschen und kurzzeitigem Ansteigen der Schalldruckpegel (vgl. Kapitel 3). Aus diesem Grund sollte die Klassifizierung aus Sicht der Vibroakustik um die Gesichtspunkte *Hindernishöhe* und *Impulshaltigkeit* ergänzt werden<sup>13</sup>.

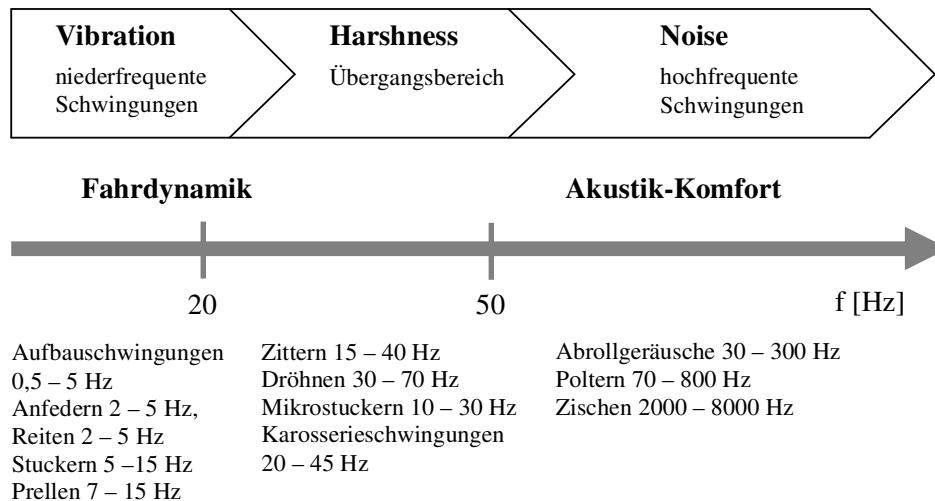
### 2.5.2 Noise-Vibration-Harshness (NVH)

Die Gesamtreaktion des Fahrzeugs auf Störungen wird durch das NVH-Verhalten ausgedrückt. Hierbei werden die auftretenden Vibrations- und Geräuschphänomene nach ihrer Frequenz, Herkunft und Störwirkung in die Kategorien *Noise*, *Vibration* und *Harshness* eingeteilt<sup>14</sup> (vgl. Bild 2.18). Nach [31] beschreibt *Harshness* in einem Frequenzbereich von ca. 15...100 Hz die fühl- und hörbaren Schwingungen im Fahrzeuginneren, die durch die

<sup>13</sup> Weitere Ausführungen siehe Anhang A1.

<sup>14</sup> Analog auch als Geräusche, Vibrationen und Rauhigkeit (Abrollkomfort) bezeichnet [66].

Interaktion des Reifens mit Fahrbahnnunebenheiten hervorgerufen und durch Reibungseffekte im Fahrwerk sowie unzureichender vibroakustischer Performance im höherfrequenten Bereich in die Fahrgastzelle eingeleitet werden. Somit steht dieser Bereich im Mittelpunkt der vorliegenden Arbeit (vgl. Bild 2.18).

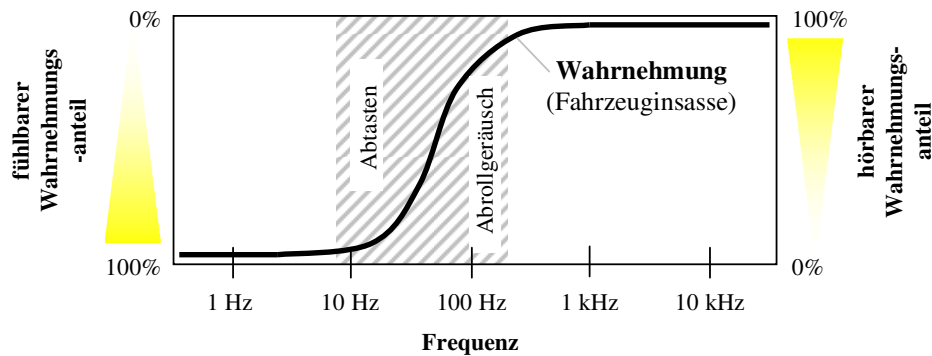


**Bild 2.18:** Fahrwerkrelevante Schwingungen und Einteilung in Noise, Vibration und Harshness [66], [4], [31] [87].

Der Bereich Vibration mit typischen Effekten wie *Reiten*, *Stuckern* oder *Prellen* ist wie der obere *Noise*-Bereich weniger bedeutsam für die hier untersuchten fahrbahnerregten Störungen. Die Übergänge zwischen den einzelnen Bereichen sind fließend, was wiederum die Beschreibbarkeit der Schwingungsphänomene sowohl mit akustischen als auch strukturdynamischen Ansätzen betont. So verdeutlicht Bild 2.19 den Übergang zwischen taktiler und akustischer Schwingungswahrnehmung des Menschen. Im unteren Bereich wird die Wahrnehmung noch durch die fühlbaren Anteile dominiert, ab ca. 100 Hz bestimmen jedoch die hörbaren Anteile die Störwirkung. Überlagert dargestellt ist hier der Bereich der fahrbahnerregten Fahrzeuganregung durch *Abrollen* und *Abtasten*, welcher ein Frequenzband nach [30], [31] von ca. 10...300 Hz umfasst. Problematisch ist das zeitgleiche Auftreten von Hören und Fühlen, was zu einer besonders ausgeprägten Störwirkung führt und daher vermieden werden sollte.

Um geräuschoptimierte Fahrzeuge zu entwickeln, reicht deshalb eine alleinige Fokussierung auf den *Noise*-Bereich nicht aus. Vielmehr muss ein ausgedehnter Bereich, der das *Harshness*-Band umfasst, betrachtet werden, um alle signifikanten Störungen erfassen zu können. Im Kontext der vorliegenden Arbeit sind insbesondere die *Harshness*- und *Noise*-Eigenschaften des Gesamtfahrzeugs in Bezug auf die Fahrbahnanregung von Interesse. Somit wird insbesondere der Bereich zwischen 30 Hz und 500 Hz im Zentrum der Untersuchungen liegen und aktiv beeinflusst werden.





**Bild 2.19:** Wahrnehmung von Schwingungen durch den Menschen. Grau hinterlegt ist der Bereich in dem die fahrbahnerregten Störungen auftreten [44].

Sowohl Fahrwerk als auch Karosserie stehen im Spannungsfeld unterschiedlicher Entwicklungsziele wie Fahrdynamik (und damit verbunden Fahrsicherheit) und Fahrkomfort. Leichtbautendenzen und Kostendruck verschärfen die Situation zusätzlich. Mangelnde vibroakustische Eigenschaften werden häufig erst spät bemerkt und durch notdürftige Maßnahmen wie nachträglich applizierte Verstärkungsbleche, -rippen oder -sicken, besonders weiche Lagerelemente oder zusätzliche Massen bspw. in Form von Tilgern beseitigt.

Neben der übergeordneten Betrachtung des Fahrzeugverhaltens spielen die Eigenschaften der Komponenten bzw. Baugruppen eine bedeutende Rolle für die Beurteilung der vibroakustischen Eigenschaften. In den nachfolgenden Kapiteln werden hierzu die einzelnen Bereiche Rad, Fahrwerk und Karosserie getrennt diskutiert.

### 2.5.2.1 Radeigenschaften

Das vibroakustische Übertragungsverhalten des Rades wird von den Eigenschaften des Reifens dominiert. Der Reifen heutiger Fahrzeuge besteht im Wesentlichen aus einer gewebeverstärkten Gummimischung. Über den Latsch ist der Reib- und Kraftschluss zwischen Fahrbahn und Reifen sichergestellt. Anregungen in verschiedenen Raumrichtungen durch das Abrollen des Reifens auf der Fahrbahn werden über die Radaufstandsfläche, die Reifenflanken sowie in geringem Umfang über die innere Luftsäule auf die Felge und schließlich auf den Radträger übertragen. Verschiedene Untersuchungen [66], [94] zeigen, dass das breitbandige, mehrdimensionale Reifenverhalten nur schwer erfass- und beschreibbar ist. Für die Beschreibung im fahrdynamisch relevanten Bereich sind gute Modelle [66], [94] vorhanden. Die NVH-Eigenschaften können mit diesen jedoch nur unzureichend beschrieben werden. Experimentelle Untersuchungen (bspw. [66]) zeigen, dass Reifen über ausgeprägte Eigenfrequenzen verfügen, sich jedoch in erster Näherung als mechanischer Tiefpassfilter beschreiben lassen. Für den höherfrequenten Bereich ist diese Beschreibung unzulässig.

Im Rahmen der vorliegenden Untersuchung wird das Reifenverhalten nicht getrennt betrachtet. Vielmehr wird es als Bestandteil der Anregung verstanden. Aufgrund der schlechten Zugänglichkeit des Latsches als Entstehungsort der Anregung und der unzureichenden Beschreibbarkeit der Radübertragungseigenschaften werden sämtliche Untersuchungen ab der Radaufnahme (Radträger) durchgeführt. Somit sind die Filtereigenschaften des Rades nicht bekannt, die Erfassung der Gesamtanregung des Fahrzeugs bleibt jedoch weiterhin möglich. Darüber hinaus wird nicht zwischen Anregungen, die durch das Abrollen im

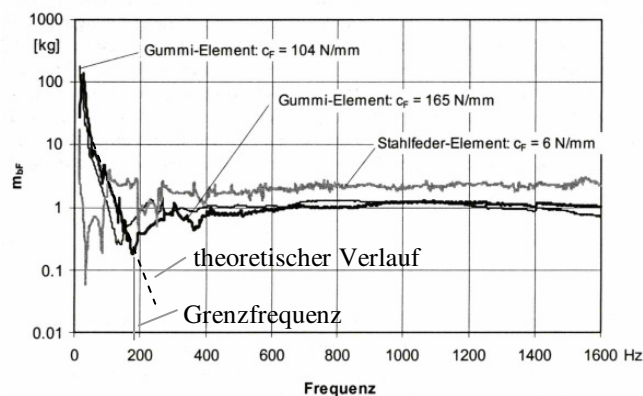


Latsch entstehen, und Störungen aus Unwucht, Kugellager o.ä. unterschieden. Folglich werden sämtliche Anregungsmechanismen zusammengefasst betrachtet.

### 2.5.2.2 Fahrwerkeigenschaften

Neben der Entstehung von Störungen beim Abrollen des Reifens spielen die Fahrwerkeigenschaften eine herausragende Rolle für das Harshness-Verhalten des Fahrzeugs. Das Fahrwerk, als Verbindungsglied zwischen Straße und Karosserie, muss unterschiedliche Aufgaben erfüllen. Die Grundfunktion ist die Gewährleistung der Fahrsicherheit. Darüber hinaus müssen nach [66] Aufgaben wie (Rad-) Führen, Lenken, Federn, Dämpfen und hiermit verbunden Fahrkomfort und Fahrspaß sowie wirtschaftliche Gesichtspunkte erfüllt werden. Hierbei setzt sich das Fahrwerk aus Komponenten wie Federung, Dämpfung, Lenker, Stabilisatoren, Hilfsrahmen und verbindenden Elementen wie bspw. Gummibuchsen oder Komfortlager zusammen. Die einzelnen Komponenten zeigen jedoch verschiedene vibroakustische Probleme:

**Gummibuchsen** und **Komfortlager** weisen eine deutliche Verhärtung mit zunehmender Anregungsfrequenz auf [67], [66], wodurch sich die vibroakustischen Übertragungseigenschaften dementsprechend verschlechtern. Eine höhere innere Dämpfung wirkt sich zusätzlich negativ aus, sodass i.d.R. möglichst weiche, wenig gedämpfte Gummimischungen bevorzugt werden. Darüber hinaus beeinflusst auch die Schwingamplitude das Übertragungsverhalten. Bei besonders kleinen Amplituden im Bereich weniger  $\mu\text{m}$  kann es zu einer Verschlechterung der Eigenschaften kommen [95]. Gerade dieser Bereich ist jedoch für die akustische Bewertung besonders relevant, da hier typischerweise sehr kleine Wegamplituden vorliegen.



**Bild 2.20:** Gemessener Frequenzgang der dynamischen Masse als Kenngröße für das Übertragungsverhalten verschiedener Gummimaterialien nach [67].

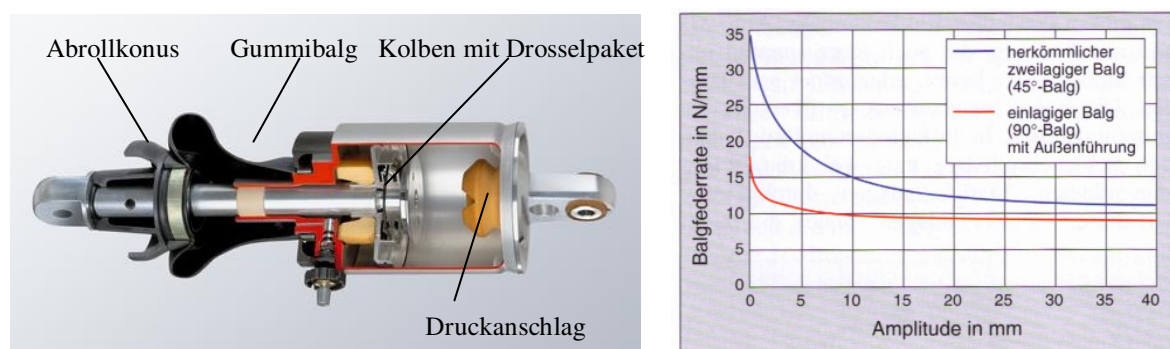
Besonders deutlich wird das veränderte Übertragungsverhalten von schwingungsisolierenden Gummimaterialien in Bild 2.20 dargestellt. Oberhalb einer spezifischen Grenzfrequenz verlässt der Frequenzgang der dynamischen Masse den theoretisch vorgegebenen Verlauf und verliert somit weitgehend die isolierende Wirkung [67]. Stattdessen verhält sich das Material wie eine kompakte, frequenzunabhängige Masse mit schlechten Eigenschaften bezogen auf die Körperschallübertragung.

Der Einsatz von hydraulisch gedämpften Buchsen als Erweiterung der herkömmlichen Gummilager kann nur in Teilbereichen Abhilfe schaffen. Auch hier zeigen sich bei höheren Frequenzen deutlich verschlechterte vibroakustische Eigenschaften. Durch die hydrau-

liche Komponente kann jedoch die Dämpfung gezielter auf die Bedürfnisse der Anwendung angepasst werden [19].

**Stoßdämpfer** basierend auf *Hydraulikdämpfern* verfügen im Amplitudenbereich unter 0,1 mm über ein vollständig verändertes Übertragungsverhalten, was einer „starren Verbindung“ ohne dämpfende Anteile gleichgesetzt werden kann [66]. [66] und [31] erklären dies über die Haftreibung zwischen den bewegten Teilen des Stoßdämpfersystems, die bei geringen Anregungsamplituden nicht überschritten wird. Nach [31] können hierbei Reibungskräfte von bis zu 200 N übertragen werden, bevor es zu einem Losbrechen kommt. Damit ist in diesem Bereich eine reguläre Funktion des Dämpfers ausgeschlossen. Um diesen *vibroakustischen Kurzschluss* zu beseitigen, werden üblicherweise weiche Gummilager ober- und unterhalb der Stoßdämpfer angebracht und auf das Systemverhalten abgestimmt. Nachdem aber Gummi im höheren Frequenzbereich ebenfalls über ungünstige Übertragungseigenschaften verfügt, kann das Gesamtproblem hierdurch nur unzureichend behoben werden.

Bei der **Federung** konnten durch den Einsatz von *Luftfederungen*, basierend auf einem dünnwandigen Gummibalg, deutliche Komfortverbesserungen im Vergleich zu herkömmlichen, metallbasierten Federsystemen im unteren Frequenzbereich erzielt werden. Allerdings besteht neben der Luftsäule – als primärer Kraftpfad – mit dem Gummibalg ein unerwünschter Nebenpfad [107]. Dieser überträgt Körperschall direkt vom Radträger in die Karosserie und kann, aufgrund konstruktiver Vorgaben wie Wandstärke oder Faserfüllung des Balgs, nur sehr eingeschränkt modifiziert werden [117], [31], [65], [146], [121]. [117] geht von einer Verhärtung textilverstärkter Gummibalge von bis zu 300 % bei kleinen Amplituden im Vergleich zu den Nennwerten aus. Bild 2.21 (rechts) zeigt hierzu den Balgfederratenverlauf über der Wegamplitude in Abhängigkeit unterschiedlicher Balgkonstruktionen. Problematisch ist der Anstieg des Kurvenverlaufs mit abnehmenden Amplituden, was einer massiven Verhärtung entspricht. Zwar kann wie in Bild 2.21 (rechts) erkennbar durch einen geänderten Aufbau die Verhärtung bei kleinen Amplituden vermindert werden, dennoch bleibt der charakteristische Kurvenverlauf erhalten, der zu akustischen Problemen führen kann.



**Bild 2.21:** Prinzipieller Aufbau einer Luftfeder (links) (Continental AG) und Verhärtung des Gummibalgs bei kleinen Amplituden (rechts) [117].

Die Fahrwerkeigenschaften sind demnach von Losbrechkräften und –momenten aufgrund hoher Reibung zwischen den Bauteilen (bspw. bei Stoßdämpfern oder in Drehlagerungen der Lenker), schlechten vibroakustischen Übertragungseigenschaften bei gummibasierten Komponenten wie Komfortlagern oder Entkopplungsbuchsen sowie unzureichendem Transferverhalten im höherfrequenten Bereich bei Stoßdämpfern oder Luftfederungen

(Gummibalg) geprägt. Hieraus können polternde, harte, unkomfortable Fahrwerke resultieren. Darüber hinaus verfügen Fahrwerkkomponenten über ausgeprägte Eigenfrequenzen, die i.d.R. nur schwach gedämpft sind [10], [20], [32]. Werden diese durch Fahrbahnunebenheiten angeregt, können sie leicht Auswirkungen auf die Passagiere haben.

### 2.5.2.3 Karosserieeigenschaften

Verbleibende Störungen, die aus unzureichenden vibroakustischen Fahrwerk- und Radeigenschaften resultieren, werden in Form mechanischer Schwingungen über Koppelstellen in die Karosserie eingeleitet. Koppelstellen sind hierbei alle mechanischen Verbindungen, die Körperschall übertragen können, also bspw. die Anbindung der Stoßdämpfer an die Karosserie. Derart angeregt überträgt sich der Körperschall in die Karosserie und kann über Blechflächen als Luftschall abgestrahlt werden oder Fahrzeugkomponenten wie das Lenkrad, Türverkleidungen, den Instrumententafelträger oder die Rückspiegel in Vibration versetzen. Die Auswirkungsstärke des eingeleiteten Körperschalls wird über die lokalen und globalen Steifigkeits-, Massen-, und Dämpfungseigenschaften der Struktur bestimmt. Diese legen die „Filtereigenschaften“ der Karosserie fest, welche zu einer frequenzabhängigen Störempfindlichkeit führt, die durch Geräusch- und Vibrationsphänomene wie Brummen, Dröhnen oder Komponentenresonanzen zum Ausdruck kommt. Um die Filtereigenschaften der Struktur zu beeinflussen, können die mechanischen Eingangsimpedanzen der Koppelstellen modifiziert werden, wobei i.d.R. eine möglichst hohe Eingangsimpedanz über ein breites Frequenzband angestrebt wird, um eine geringe Körperschalleintragung zu erreichen.

Neben den Eigenschaften der lasttragenden Karosseriekomponenten beeinflussen weitere Gestaltungselemente die vibroakustischen Eigenschaften:

- Form und Größe möglicher schallabstrahlender Flächen (bspw. Bodenbleche, Antriebswellentunnel, Spritzwand, Türflächen u.ä.): Große, unversteifte und damit schwingwillige Flächen können durch Rippen oder Sicken versteift oder mit Dämpfungsmaterialien (z.B. Schwerschichten aus Bitumen) beschichtet werden.
- Vibroakustische Innenraumgestaltung (bspw. Verwendung von Dämmmaterial, Filtereigenschaften der Sitze, Übertragungsverhalten von gummibeschichteten Bauteilen wie Lenkrad oder Schalthebel): Durch den intensiven Einsatz akustisch wirksamer Dämmmaterialien kann im Innenraum eine ruhige, gedämpfte Atmosphäre geschaffen werden.

Das vibroakustische Gesamtverhalten des Fahrzeugs wird also durch die Interaktion der verschiedenen Fahrzeugkomponenten Rad/Reifen, Fahrwerk und Aufbau bestimmt, wobei in allen Bereichen spezifische Bauteil- und Materialeigenschaften zu ungünstigen Körperschallübertragungseigenschaften führen können. Um diese zu beeinflussen, ist ein erheblicher Material- und Kostenaufwand nötig, den es zu reduzieren gilt [80], [81]. Erschwerend kommt hinzu, dass viele der eingesetzten Materialien ihre Eigenschaften mit der Temperatur, dem Alter oder der aufgeprägten Vorlast verändern, sodass die vibroakustische Fahrgaugauslegung mit rein passiven Komponenten immer nur an einem definierten Arbeitspunkt möglich ist. Folglich wäre eine selbstanpassende Lösung wünschenswert. Aktive Maßnahmen verfügen über das Potential, die NVH-Eigenschaften weiter zu verbessern und gleichzeitig Gewicht einzusparen. Durch den Einsatz adaptiver Systeme kann darüber hinaus eine stets optimale Anpassung an die Bedürfnisse der Anwendung erreicht werden.



### 3 Charakterisierung des Versuchsträgers

Um die in Kapitel 2.5 dargestellten allgemeingültigen vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften zu konkretisieren, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Kleinwagen vom Typ Volkswagen Lupo<sup>15</sup> untersucht und bewertet. Im Vordergrund der Untersuchungen steht hierbei die durch Fahrbahnunebenheiten ausgelöste Vibrations- und Schalleinleitung in den Aufbau. Insbesondere die Frage nach den Transferpfadeigenschaften im höherfrequenten Bereich wird betrachtet.



**Bild 3.1:** Präparierter Versuchsträger (VW Lupo) auf dem Testgelände „August-Euler-Flugplatz“ der Technischen Universität Darmstadt.

Zur Angleichung des Vibrations- und Geräuschübertragungsverhaltens an die Eigenschaften eines Neufahrzeugs wurden die Stoßdämpfer, Gummielemente sowie Spiralfedern durch fabrikneue Originalprodukte ersetzt. Als Bereifung kommen Sommerreifen vom Typ Pirelli P3000 175 /65 R13 zum Einsatz.

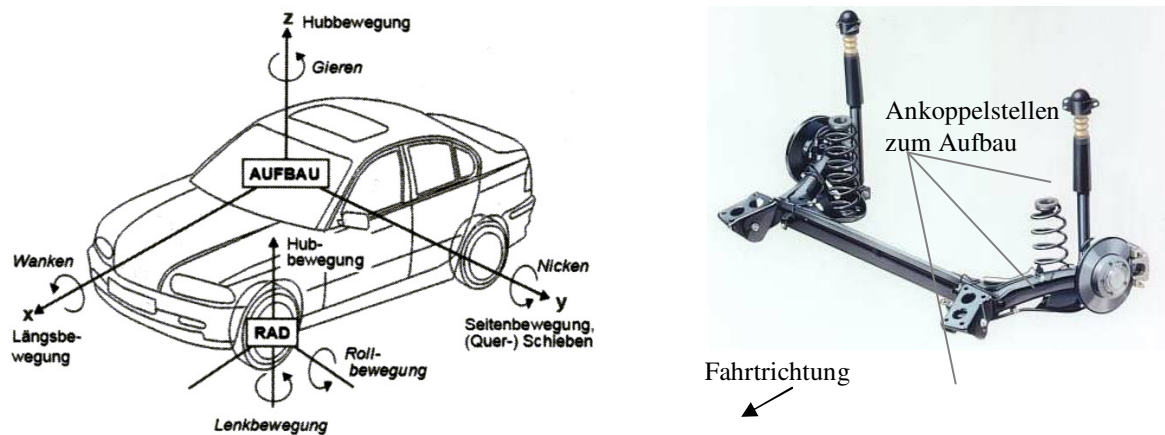
Neben der allgemeinen Untersuchung der vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften bei unterschiedlichen Anregungen im Fahrbetrieb konzentrieren sich die Untersuchungen auf den Einfluss der hinteren Achse. Dies hat zwei Gründe:

1. Viele vibroakustische Störungen wie Brummen oder Poltern werden von der hinteren Achse wesentlich stärker in die Karosserie eingekoppelt als von der deutlich aufwendiger gestalteten Vorderachse.
2. Die Hinterachse bietet ausreichend Raum, um die alternativen Aktorkonzepte zu integrieren. Somit kann das Potential aktiver Systeme dargestellt werden, ohne aufwendige konstruktive Umgestaltungen der Karosserie oder der Fahrwerkkomponenten vornehmen zu müssen.

Bei der Hinterachse des Versuchsträgers handelt es sich um eine Verbundlenkerachse mit getrennt angeordneten Feder- und Dämpferelementen (vgl. Bild 3.2). Die torsionsweiche Verbundlenkerachse ist an insgesamt 6 Stellen mit der Karosserie verbunden, wobei es sich um einen symmetrischen Aufbau zwischen der linken und der rechten Fahrwerkseite handelt.

---

<sup>15</sup> Typ 6X 45003C 3, Schlüssel-Nr. 0102, BJ. 2000, 37 KW Motorleistung.



**Bild 3.2:** Globales Koordinatensystem für die Messungen (links) nach [66]. Hinterachse in Verbundlenkerbauweise des Versuchsträgers (rechts) (Volkswagen AG).

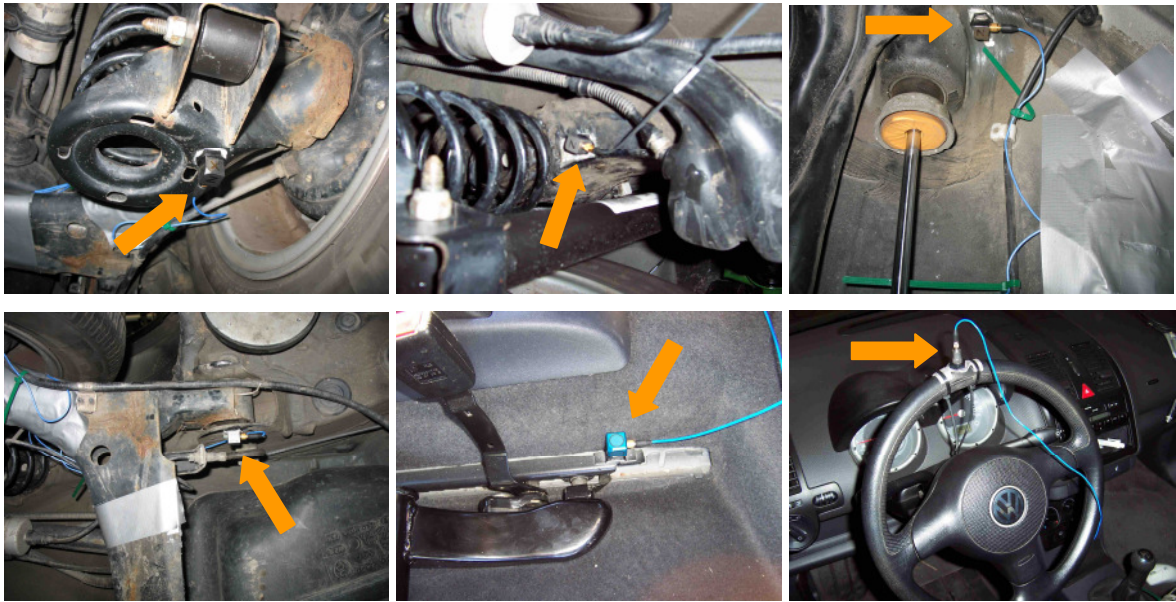
An den Verbindungsstellen ist zur Körperschallreduktion jeweils ein gummibasiertes Lagersystem eingebaut. Bei der Auslegung dieser Elemente muss ein Kompromiss zwischen einer möglichst steifen Auslegung zur Minimierung der Nebenfederarten und einer möglichst weichen, ungedämpften Ausführung zur Schwingungsisolierung gefunden werden. Da aus Sicherheitsgründen die Fahrdynamik bei der Auslegung i.d.R. entscheidet, werden aus Sicht des Fahrkomforts tendenziell zu steife Gummielemente eingesetzt. Dies hat zur Folge, dass die ohnehin ungünstigen vibroakustischen Eigenschaften einer einfachen Verbundlenkerachse nicht ausreichend verbessert werden können, sodass sich ein ungenügender Gesamtkomfortindruck bezogen auf Vibrationen und Geräusche im Innenraum ergibt.

### Messstellen

Für die Untersuchungen wird der Versuchsträger mit verschiedenen Beschleunigungs- und Schalldrucksensoren ausgestattet (vgl. Bild 3.3). An den Messpunkten „Radträger“, „Feder karosserie-seitig“, „Dämpfer karosserie-seitig“, „Träger karosserie-seitig“ und „Sitzschiene“ kommen 3-achsige Sensoren zur gleichzeitigen Messung der x-, y- und z-Achse zum Einsatz. Am Messpunkt „Lenkrad“ wird nur in z-Richtung gemessen. Weiterhin wird der Schalldruckpegel am „Fahrerohr rechts“ mit einem Mikrofon gemessen. Sämtliche Messergebnisse werden im globalen Koordinatensystem gemäß Bild 3.2 (links) angegeben. Wird bei den Beschleunigungsmessungen nicht ausdrücklich eine andere Messrichtung angegeben, handelt es sich im Weiteren um Messungen in z-Richtung.

Da die eigentlichen Anregungsmechanismen im Reifenlatsch messtechnisch nicht zugänglich sind, dient der Messpunkt „Radträger“ insbesondere zur Abschätzung der Anregung durch die Fahrbahn. Die Messpunkte „Feder karosserie-seitig“, „Dämpfer karosserie-seitig“ und „Träger karosserie-seitig“ beschreiben die Eigenschaften der Verbindungsstellen zwischen Fahrwerk und Karosserie, wobei aufgrund des symmetrischen Aufbaus der Achse eine Reduktion auf eine Fahrzeugseite ausreicht. Die Messstellen „Sitzschiene“, „Lenkrad“ sowie „Fahrerohr rechts“ dienen zur Beurteilung der vibroakustischen Auswirkung der Fahrbahn-anregung auf den Fahrer, wobei insbesondere bei der Bewertung der Messergebnisse an der Sitzschiene die zusätzlich auftretenden Filtereigenschaften des Fahrersitzes berücksichtigt werden müssen.





**Bild 3.3:** Messstellen am Versuchsträger: 3-achsige Beschleunigungsaufnehmer am Radträger (links oben), dem Federdom (Mitte oben), der Koppelstelle Dämpfer-Karosserie (rechts oben), der Aufnahme der Verbundlenkerachse (links unten) sowie der Sitzschiene (Mitte unten). 1-achsiger Beschleunigungsaufnehmer am Lenkrad (rechts unten). Zusätzlich ist ein Mikrophon auf Höhe des rechten Fahrerohrs angebracht (nicht dargestellt).

### Hindernisse

Neben realen Fahrbahnunregelmäßigkeiten ist es für die reproduzierbare Untersuchung der Ereignisse wichtig, vereinfachte Hindernisse zu verwenden. In Anlehnung an [65] wurden deshalb für die experimentellen Untersuchungen verschiedene künstliche Hindernisse aufgebaut, die in Bild 3.4 dargestellt sind. Weitere Informationen zu den Hindernissen finden sich im Anhang Bild 0.2.



**Bild 3.4:** Untersuchte Fahrbahnoberflächen und künstliche Hindernisse zur Simulation der Anregungen. Glatter Asphalt (oben links), Dehnfuge einer Brücke (oben Mitte), Bitumenstreifen (oben rechts), Kanaldeckelersatz (unten links), Stange (unten Mitte), Dehnfugenersatz (unten rechts). Zum Größenvergleich ist ein Kugelschreiber beigelegt.

Die von [65] vorgeschlagenen Ersatzgeometrien für Kanaldeckel und Dehnfugen führen zu guten Übereinstimmungen mit typischen Störelementen auf europäischen Straßen.



**Bild 3.5:** Präpariertes Versuchsfahrzeug (links). Teststrecke mit Hindernissen (Mitte und rechts).

Um den Einfluss der Geschwindigkeit auf die Anregung und Körperschallübertragung zu bestimmen, werden die Versuche bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten durchgeführt. Die Testfahrten erfolgen auf dem Versuchsgelände „August-Euler-Flugplatz“ der Technischen Universität Darmstadt in Griesheim (vgl. Anhang).

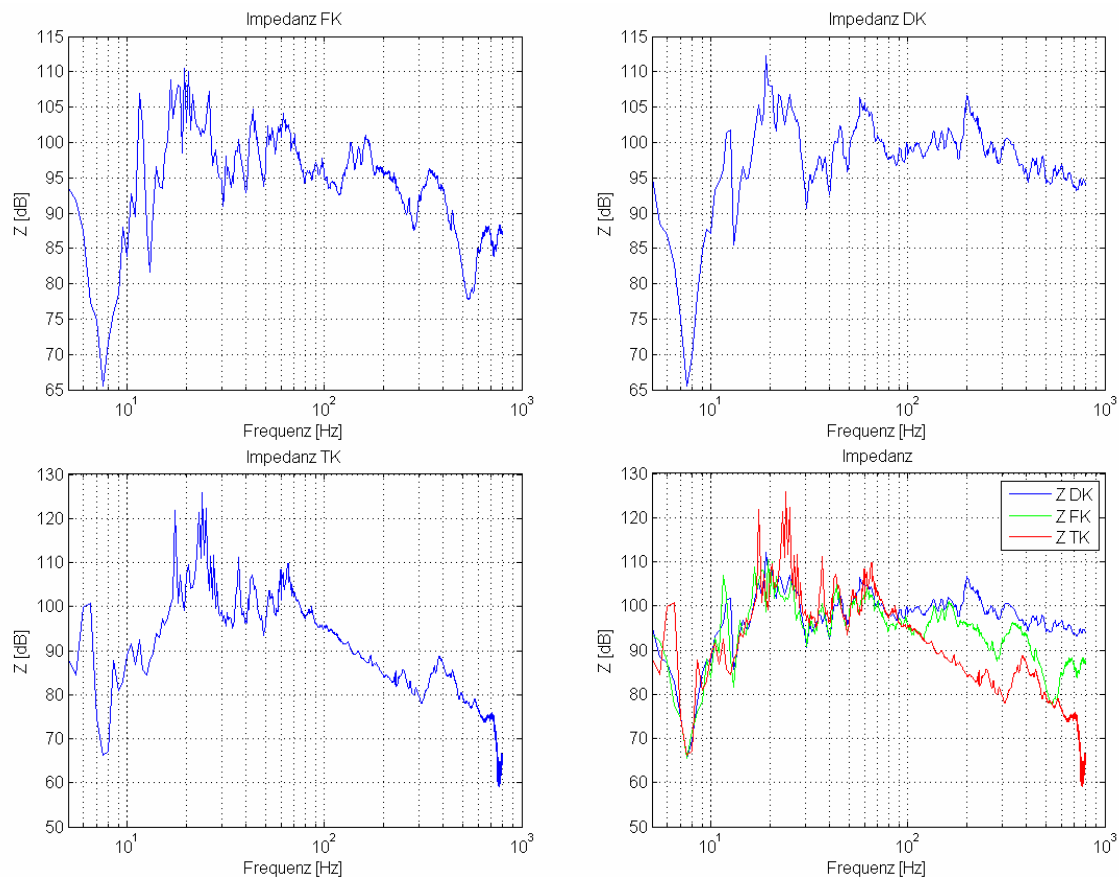
### 3.1 Impedanzen

Um die vibroakustischen Eigenschaften des Versuchsträgers zu bewerten, werden zunächst die Eingangsimpedanzen der Verbindungsstellen untersucht. Hierdurch können die strukturellen Charakteristika des Fahrzeugs beurteilt und potentielle Schwachstellen identifiziert werden. Um die Eingangsimpedanzen der Karosserie ermitteln zu können, wird die Abkoppelmethode eingesetzt, bei der die entsprechenden Fahrwerkkomponenten von der Karosserie getrennt werden. Nachteilig bei dieser Vorgehensweise ist die Tatsache, dass der Einfluss der abgekoppelten Elemente unberücksichtigt bleibt. Um dennoch einen Eindruck zu erhalten, welche Rolle diese Elemente spielen, werden im vollständig zusammengebauten Zustand an ausgewählten Stellen Punktimpedanzen ermittelt.

#### 3.1.1 Eingangsimpedanzen

Wie einleitend erläutert, ermöglicht die Messung der Eingangsimpedanzen der Verbindungsstellen die Ermittlung der Übertragungsempfindlichkeit bezogen auf den Körperschall. Ist der Verlauf der Eingangsimpedanz bekannt, können Aussagen über Schwächen der Struktur bezogen auf Vibrationen und Schall getroffen werden. Hierzu werden sämtliche Komponenten der Verbundlenkerachse des Versuchsträgers demontiert, um an den verbleibenden sechs Ankoppelstellen (vgl. Bild 3.2) karosserieseitig Messungen von anregender Kraft und resultierender Geschwindigkeit durchführen zu können.





**Bild 3.6:** Eingangsimpedanzen in z-Richtung an den Messstellen „Federlager karosserie-seitig“ (FK, oben links), „Dämpferlager karosserie-seitig“ (DK, oben rechts), „Träger karosserie-seitig“ (TK, unten links) sowie überlagert dargestellt (unten rechts).

Die Eingangsimpedanz beschreibt letztlich den Widerstand der Struktur gegen eine dynamische Anregung. Hohe Eingangsimpedanzen über einen breiten Frequenzbereich sind für die Optimierung der vibroakustischen Eigenschaften demnach wünschenswert. Betrachtet man jedoch Bild 3.6 wird deutlich, dass im Bereich unter 10 Hz eine sehr geringe Eingangsimpedanz vorliegt. In diesem Bereich wird das System von einer Karosserieeigenfrequenz bei ca. 7,5 Hz dominiert, wodurch der sehr geringe Widerstand gegen Schwingungsanregungen zu erklären ist. Im Bereich oberhalb von ca. 8 Hz bis ca. 30 Hz ist an allen Messpunkten ein signifikanter Impedanzanstieg zu erkennen, der lediglich von vereinzelten Resonanzstellen (bspw. 13 Hz) unterbrochen wird. Zwischen 30 Hz und ca. 100 Hz findet sich ein Bereich in dem ein im Mittel hohes und ungefähr gleichbleibendes Niveau erreicht wird. Oberhalb von 100 Hz kommt es jedoch zu einer signifikanten Veränderung des Gesamtsystemverhaltens. Obwohl es aus vibroakustischer Sicht zwingend notwendig wäre, dass das Impedanzniveau mit zunehmender Frequenz ansteigt oder zumindest auf gleichem Niveau verharrt, zeigt sich an allen untersuchten Messpunkten eine abfallende Tendenz. Besonders stark ist diese an der Messstelle „Dämpfer karosserie-seitig“ und „Träger karosserie-seitig“ ausgeprägt. Dies bedeutet, dass die Struktur bei höheren Frequenzen immer empfindlicher auf Störungen reagiert. Zwar nimmt die Störungsamplitude mit zunehmender Frequenz i.d.R. stark ab, dennoch reichen äußerst geringe Wegamplituden im oberen Frequenzbereich aus, um relevante mechanische Störungen in das System einzubringen.

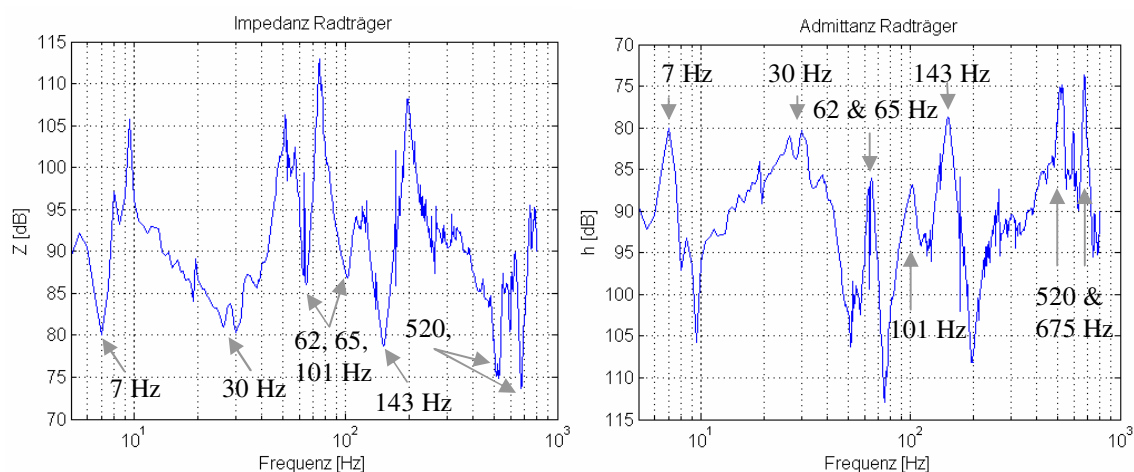
Auffällig beim direkten Vergleich der verschiedenen Verbindungsstellen ist, dass die Anbindungsstelle der Feder (FK) sowie der Verbundlenkerachse (TK) ein deutlich schlechteres Impedanzverhalten im oberen Frequenzbereich zeigt als die Dämpferanbindung.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass allein aufgrund der Verläufe der Eingangsimpedanz an den Verbindungsstellen zur Karosserie ein im höheren Frequenzbereich unbefriedigendes Übertragungsverhalten des Systems vorliegen muss.

### 3.1.2 Punktimpedanz Radträger

Da die Eingangsimpedanzen der Verbindungsstellen nur einen Teil des relevanten Gesamtübertragungspfades repräsentieren, die Eingangsimpedanz direkt im Latsch messtechnisch jedoch nicht sinnvoll erfassbar ist, wird versucht aus der Untersuchung der Punktimpedanz am Radträger Aussagen über das schwingungstechnische Gesamtverhalten abzuleiten. Hierbei wird davon ausgegangen, dass sämtliche Anregungen, die im Reifenlatsch entstehen, über den Radträger in das Fahrwerk und die Karosserie eingeleitet werden. Ist das Verhalten des Radträgers unter realen Bedingungen bekannt, sollten somit Aussagen über das Gesamtsystemverhalten möglich sein. Besonders vorteilhaft an dieser Vorgehensweise ist:

- Das Fahrzeug steht auf seinen Reifen, wodurch dieselben Randbedingungen gegeben sind wie in realen Fahrsituationen.
- Die Punktimpedanz am Radträger beschreibt das Gesamtsystemverhalten am Messort. Diesem müssten –wenn ermittelbar– die Filtereigenschaften des Rades, bezogen auf die Fußpunktanregung im Latsch, überlagert werden, um die finale Reaktion des Fahrzeugs bestimmen zu können. Selbst ohne die Kenntnis der Filtereigenschaften des Rades können dennoch Aussagen über das Fahrzeugverhalten getroffen werden. Spätestens bei Fahrversuchen mit typischen Anregungen können mit diesem Wissen aus den gemessenen Antworten die charakteristischen Filtereigenschaften berechnet werden.



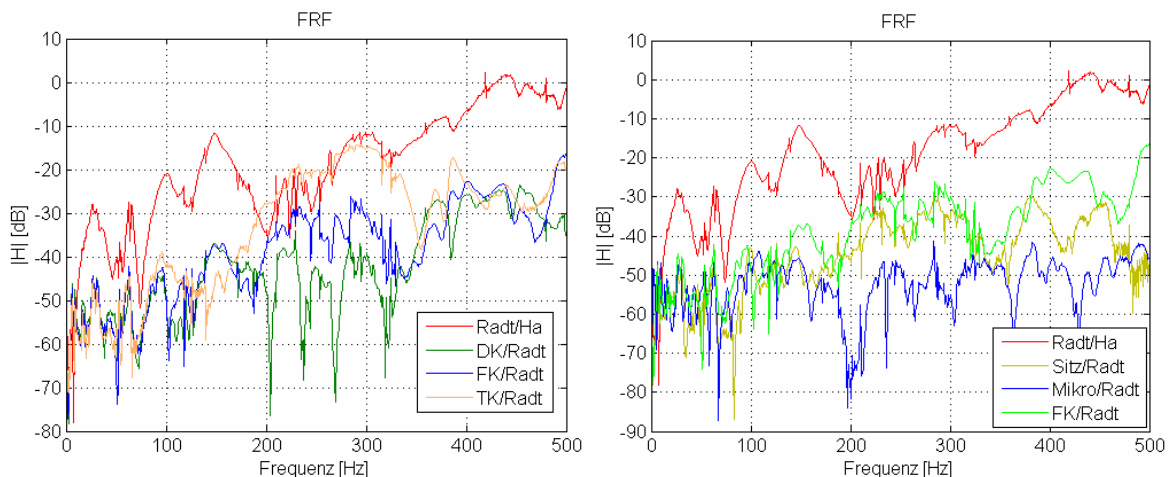
**Bild 3.7: Punktimpedanz (links) und –admittanz (rechts) am Radträger in z-Richtung.**

Erwartungsgemäß finden sich beim Vergleich der Punktimpedanz des Radträgers mit den Eingangsimpedanzen der Verbindungsstellen im unteren Bereich ähnliche Resonanzstellen (vgl. Bild 3.7). Allerdings zeigt sich, dass insbesondere im oberen Frequenzbereich ein deutlicher Einfluss aus dem Achsaufbau herrührt, der zu ausgeprägten Resonanzstellen

führt (62 Hz, 101 Hz, 143 Hz...). Diese konnten nicht in den Eingangsimpedanzverläufen an den Verbindungsstellen der Karosserie gemessen werden, müssen also aus dem Fahrwerk-Rad-System stammen. Da die Eingangsimpedanzen der Verbindungsstellen in diesem Bereich jedoch in der Tendenz wieder abnehmen, können Resonanzen aus dem Fahrwerk besonders gut in den Aufbau eingeleitet werden und führen hier letztlich zu wahrnehmbaren und damit störenden Vibrationen und Geräuschen. Somit zeigt sich, dass das Fahrwerk mit seinen dynamischen Eigenschaften im betrachteten Frequenzbereich starken Einfluss auf die Körperschalleinleitung nimmt<sup>16</sup>.

### 3.2 Körperschalltransferpfadeigenschaften

Die Ermittlung von Übertragungsfunktionen zwischen einer definierten Anregung (Modalhammer bzw. Shaker) und den jeweiligen Ausgängen (Beschleunigung oder Schalldruck) gibt Aufschluss über die Filtereigenschaften des Fahrzeugs. Hierdurch können charakteristische Bereiche identifiziert werden, in denen die Körperschallübertragung problematisch ist. Hierzu wird das Fahrzeug am Radträger mit einem Modalhammer (Typ 086C02 PCB Piezotronics Inc.) angeschlagen und die resultierenden Beschleunigungen an den unterschiedlichen Messstellen in verschiedenen Raumrichtungen aufgezeichnet. Nach Gleichung 2.12 können hieraus die zugehörigen Frequency-Response-Functions berechnet werden, die Auskunft über das Transferpfadverhalten geben. Eine Beschränkung auf den Bereich bis 500 Hz reicht aus, da die Untersuchungen in Kapitel 3.1 zeigen, dass in diesem Bereich wesentliche vibroakustische Probleme zu finden sind.



**Bild 3.8:** Übertragungsfunktion zwischen Radträger (Eingang) und den Verbindungsstellen zur Karosserie (Ausgänge) (links) sowie den Kontaktstellen zum Fahrer (Sitzschiene, Lenkrad und Schalldruck am rechten Fahrerohr) (rechts).

Sehr deutlich treten auch bei der Betrachtung des Inertanzverlaufs am Radträger (vgl. Bild 3.8 (links) Radt/Ha) die Resonanzstellen bei ca. 30, 60, 100 und 150 Hz auf. Diese konnten auch bei der Untersuchung der Eingangsimpedanz aufgezeigt werden. Darüber hinaus wird erkennbar, dass bei allen Übertragungspfaden an eben diesen Stellen Überhöhungen vorliegen. Obwohl das Fahrwerk insgesamt starken Einfluss auf die übertragenen Beschleunigungen hat (breitbandige Reduktion der Übertragungsfunktion um ca. 15-20 dB im Ver-

<sup>16</sup> Die Punktimpedanzen der übrigen Verbindungsstellen sind im Anhang A3 dargestellt.

gleich zur Eingangsinertanz am Radträger), kann es die im Fahrwerk auftretenden Überhöhungen nicht ausreichend reduzieren, sodass diese im Fahrzeuginneren deutlich wahrnehmbar bleiben.

Werden die Übertragungsfunktionen der Pfade Radträger-Dämpfer-Karosserie (DK/Radt) und Radträger-Feder-Karosserie (FK/Radt) betrachtet, findet sich eine starke Übereinstimmung der Verläufe bis ca. 200 Hz (vgl. Bild 3.8). Dies deutet darauf hin, dass beide Pfade in diesem Bereich ähnlich stark an der Übertragung partizipieren. Darüber hinaus zeigen beide Pfade deutlich ausgeprägte Überhöhungen bei 30, 65, 99 und 143 Hz. Nach einem Bereich geringer Übereinstimmung (200...350 Hz) können oberhalb von 350 Hz wiederum starke Ähnlichkeiten identifiziert werden. Insgesamt zeigen beide Kurven somit in weiten Teilen ein mit der Radträgerinertanz vergleichbares Verhalten.

Bei der Untersuchung der Übertragungsstrecken fällt der Pfad Radträger-Träger-Karosserie auf, der bis ca. 100 Hz eine gute Übereinstimmung mit den anderen Übertragungswegen zeigt, oberhalb von 143 Hz jedoch deutliche Abweichungen aufweist. So findet sich bei 150 Hz keine signifikante Überhöhung. Auch steigt der Verlauf im Bereich 180 bis 350 Hz stark an und dominiert hier das Geschehen. Dies verdeutlicht, dass die einzelnen Übertragungspfade sehr unterschiedliche Eigenschaften aufweisen. Eine vollständige Beruhigung der Fahrgastzelle wird dementsprechend nur bei Beeinflussung aller Pfade möglich sein.

Ein weiterer auffälliger Gesichtspunkt bei der Untersuchung der prinzipiellen Übertragungseigenschaften ist die mit zunehmender Frequenz ansteigende Tendenz nahezu aller Transferfunktionen. Dies bedeutet, dass mit zunehmender Frequenz das Fahrzeug immer empfindlicher auf eine Kraftstörung am Radträger reagiert, kleine Anregungsamplituden bei höheren Frequenzen also leicht in die Fahrgastzelle übertragen werden können. Diese Fahrzeugeigenschaft konnte auch schon bei der Untersuchung der Eingangsimpedanzen nachgewiesen werden, bestätigt sich hierdurch jedoch weiter. Zwar führen hohe Beschleunigungen nicht zwangsweise zu starker Schallabstrahlung (hier dominiert bekanntermaßen die Schwinggeschwindigkeit, vgl. Gl. 2.29), was bei der Betrachtung des Übertragungspfad Radträger-Fahrwerk-Mikrofon (rechtes Fahrerohr) deutlich wird, dennoch treten auch hier deutliche Zusammenhänge zu vorhandenen Überhöhungen der übrigen Transferpfade auf (vgl. Bild 3.8 rechts).

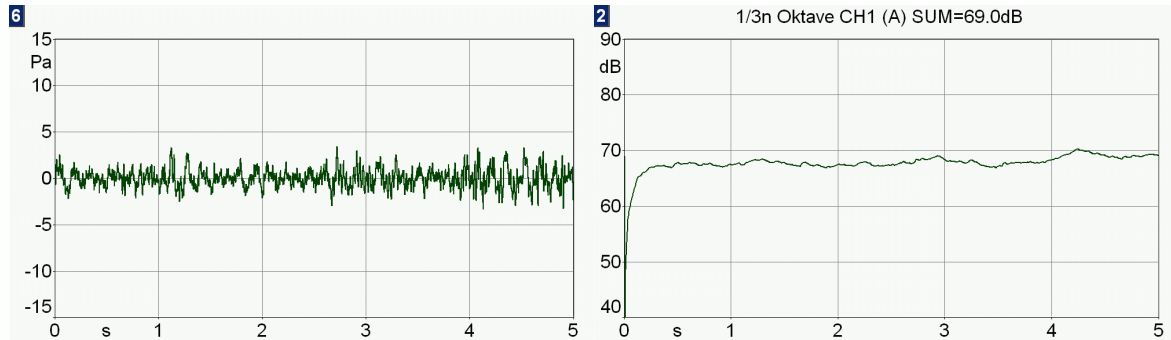
Ziel der Auslegung aktiver Schwingungsreduktionsmaßnahmen muss daher die Beeinflussung dieser Verläufe sein, so dass das Übertragungsverhalten positiv verändert wird.

### 3.3 Störungserfassung am Versuchsfahrzeug

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln die charakteristischen, vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften bezogen auf den Transferpfad Rad-Hinterachse-Karosserie-Fahrer beschrieben werden konnten, wird im Weiteren die Auswirkung realer und künstlicher Fahrbahnanregungen untersucht. Um möglichst nur fahrbahninduzierte Schall- und Vibrationseffekte in den Messungen abzubilden, werden alle weiteren Schall- bzw. Vibrationsquellen minimiert. Hierzu wird insbesondere der Motor vor der Messung abgeschaltet und das Getriebe ausgekuppelt. Um auch die winderregten Störungen zu minimieren, wird die Maximalgeschwindigkeit auf 80 km/h begrenzt.

### 3.3.1 Luftschall Innenraum

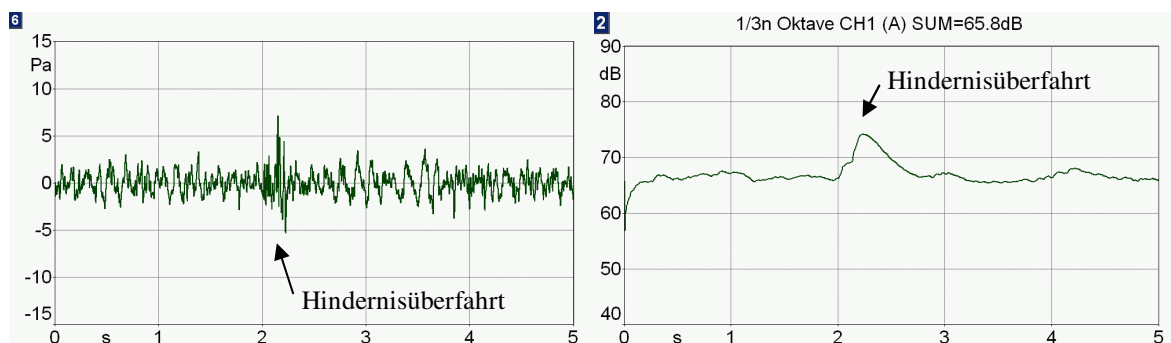
Der Schalldruckverlauf am rechten Fahrerohr bei konstanter Fahrt auf glattem Asphalt bei 80 km/h<sup>17</sup> ist gekennzeichnet von einem gleichmäßigen Geräusch mit Schalldruckamplituden unter 4 Pa (vgl. Bild 3.9). Dies führt zu Summenschalldruckpegeln für den hörbaren Bereich von ca. 68 dB(A), was nach [30] ein für diese Fahrzeugklasse typischer Wert ist.



**Bild 3.9:** Schalldruckverlauf (links) und Summenschallpegel (rechts) am rechten Fahrerohr bei Fahrt auf glattem Asphalt mit 80 km/h.

Aufgrund der Gleichmäßigkeit des Schalldruckverlaufs werden die entstehenden Geräusche, trotz der vergleichsweise hohen Schalldruckpegel, von den Insassen nur als bedingt störend wahrgenommen.

Im Vergleich hierzu führt die Überfahrt über das künstliche Hindernis „Dehnfuge“ zu einem kurzzeitigen Anstieg sowohl des Schalldruckverlaufs als auch des Summenschalldruckpegels (vgl. Bild 3.10). Bei der vorliegenden Dehnfugenkontur werden Schalldruckamplituden von bis zu ca. 7,5 Pa erreicht, was einer kurzzeitigen Verdoppelung verglichen mit der hindernisfreien Konstantfahrt entspricht. Dies schlägt sich auch in den gemessenen Summenschalldruckpegeln nieder, die kurzzeitig von 68 dB(A) auf über 74 dB(A) ansteigen. Allerdings ist weniger der absolute Anstieg der Schalldruckpegel im Innenraum problematisch, sondern vielmehr die sehr kurze Einwirkdauer, die das Geräusch bei der Insassenwahrnehmung zu einem deutlich hörbaren, gedämpften Schlag macht, dem besondere Aufmerksamkeit zukommt.

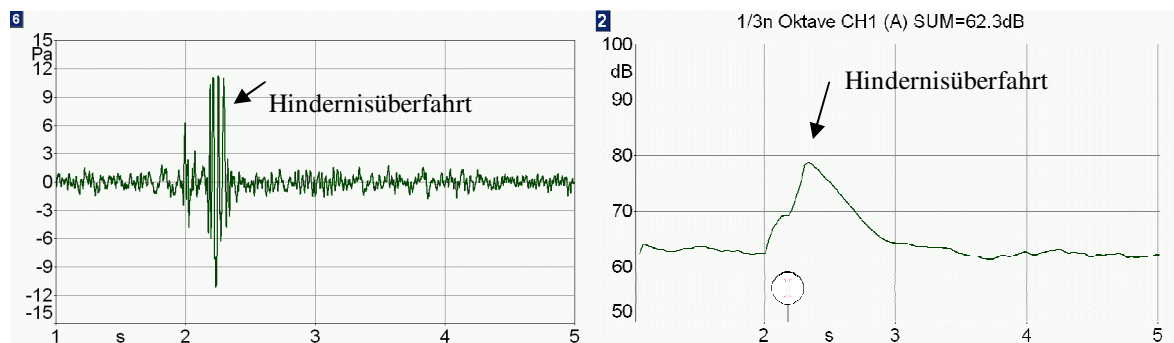


**Bild 3.10:** Schalldruckverlauf (links) und Summenschallpegel (rechts) am rechten Fahrerohr bei Überfahrt einer Dehnfuge (künstliches Hindernis) mit ca. 80 km/h.

<sup>17</sup> Es handelt sich hierbei um die Teststrecke der TU-Darmstadt auf dem August-Euler-Flugplatz in Griesheim (Asphaltqualität vgl. Bild 3.4).

Obwohl die künstliche Dehnfuge lediglich eine Höhe von 5 mm hat, führt diese – wie oben dargestellt – zu einer deutlich wahrnehmbaren Störung. Noch problematischer stellt sich die Situation bei der Überfahrt über das künstliche Hindernis „Kanaldeckel“ dar. Die Überfahrtgeschwindigkeit ist nach [65] auf 40 km/h reduziert, um realitätsnahe Ergebnisse zu erreichen. Im Vergleich zu den Konstantfahrten mit 80 km/h stellt sich erwartungsgemäß ein mit ca. 2 Pa Schalldruckamplitude deutlich reduziertes Grundgeräusch ein. Bei der Hindernisüberfahrt springt diese jedoch auf ca. 11 Pa was einem Überhöhungsfaktor von ca. 5,5 entspricht und sich in einer Zunahme des Summenschalldruckpegels von ca. 62 dB(A) auf ca. 79 dB(A) niederschlägt. Diese kurzzeitige Änderung der Geräuschsituation im Innenraum ist psychoakustisch besonders wirksam, wodurch das Schallereignis wiederum sehr bewusst wahrgenommen und als besonders lästig empfunden wird (vgl. Kapitel 2.4).

Ähnliche Schalldruck- und Summenschalldruckpegelverläufe ergeben sich bei der Überfahrt des Hindernisses „Stange“ sowie bei Bitumenstreifen. Hierbei unterscheiden sich lediglich die Schalldruckamplituden (und damit auch die Summenschalldruckpegel), weshalb die Ergebnisse nicht getrennt aufgeführt werden.



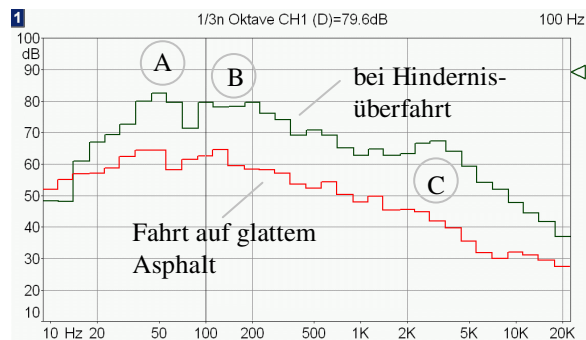
**Bild 3.11: Schalldruckverlauf (links) und Summenschalldruckpegel (rechts) am rechten Fahrerohr bei Überfahrt eines Kanaldeckels (künstliches Hindernis) mit ca. 40 km/h.**

Neben der Impulsartigkeit des Ereignisses sowie der schlagartigen Zunahme der Summenschalldruckpegel verändert sich auch die spektrale Zusammensetzung des Innenraumgeräusches (vgl. Bild 3.12). Besonders auffällig sind hierbei die drei Bereiche:

- 1) ca. 40 Hz (vornehmlich als Vibration fühlbar),
- 2) ca. 80-200 Hz (fühl- und hörbar),
- 3) ca. 2-4 kHz (hörbar).

Diese sind von einer überproportionalen Zunahme der Schalldruckpegel gekennzeichnet. Deutlich zu erkennen ist hierbei die starke Überlagerung von spür- und hörbaren Effekten, wobei insbesondere die Zunahme im Bereich C mitten im Frequenzbereich der menschlichen Sprache liegt und somit einerseits besonders gut wahrgenommen werden kann, andererseits die Kommunikation der Insassen stark stören kann. Die Effekte in den Bereichen A und B führen hingegen zu den typischen Dröhn- und Brummgeräuschen mit überlagerter taktiler Wahrnehmung.

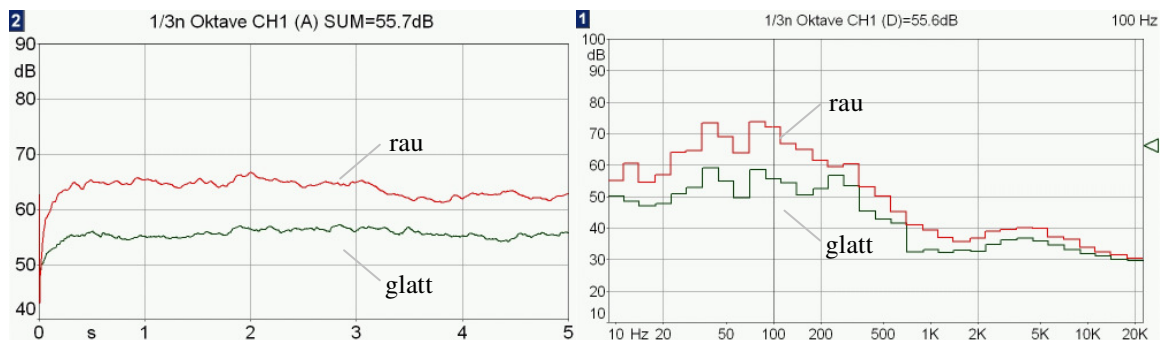




**Bild 3.12:** Terzspektrum des Innenraumgeräusches am rechten Fahrerohr vor und bei Überfahrt der Stange mit ca. 40 km/h.

Interessant ist, dass bei der Untersuchung der Eingangsimpedanzen der Karosserie Schwachpunkte bestehen, die mit den oben genannten Bereichen zusammenfallen. Darüber hinaus finden sich am Radträger im Punktimpedanzverlauf gerade bei 30, 60, 100, 150 sowie 220 Hz ausgeprägte Resonanzstellen, die wiederum mit den Überhöhungen der gemessenen Terzspektren korrespondieren. Daraus lässt sich schließen, dass eine Veränderung der Eingangs- bzw. Punktimpedanzen an den genannten Stellen auch zu einer Verbesserung des Komfortniveaus in der Fahrgastzelle führt.

Die Untersuchung des Versuchsträgers zeigt, dass bei impulsartiger Anregung das charakteristische Verhalten besonders deutlich hervor tritt, rauschartige Anregungen, wie sie bspw. von rauem Asphalt herrühren, jedoch zu ähnlichen Problemen führen (vgl. Bild 3.13). Auch hier kann neben der deutlichen Zunahme der Summenschalldruckpegel (von ca. 58 dB (A) auf ca. 64 dB(A) bei 30 km/h und ausgeschaltetem Motor) die Anregung der drei überproportional reagierenden Bereiche erkannt werden, die zu dem deutlich wahrnehmbaren Geräuschzuwachs bei Fahrten auf rauem Asphalt führen.



**Bild 3.13:** Vergleich der Summenschalldruckpegel am rechten Fahrerohr bei Konstantfahrt auf glattem und rauem Asphalt (links) sowie korrespondierende Terzspektren (rechts).

### 3.3.2 Betriebsschwingungsanalyse

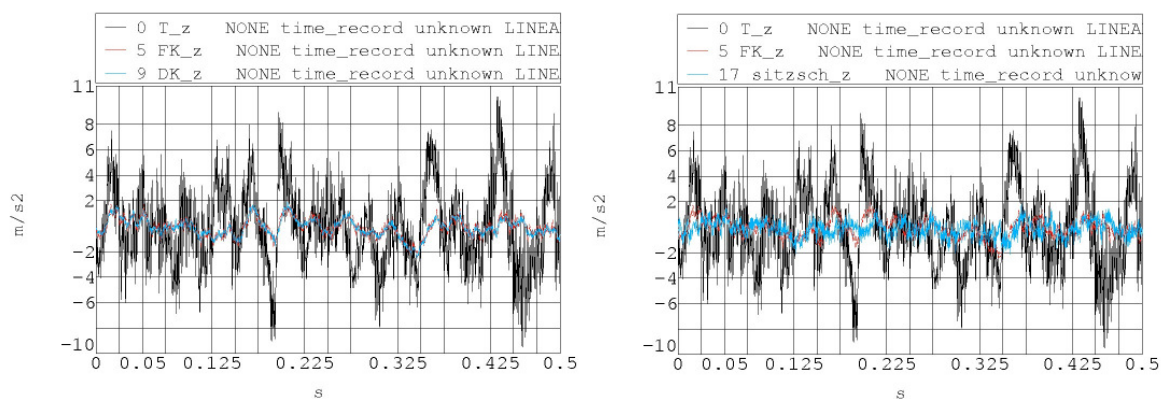
Neben der Bewertung der Schalldruckereignisse im Innenraum können aus der Untersuchung der auftretenden Beschleunigungen im Zeit- und Frequenzbereich Aussagen über das Körperschallniveau im Fahrzeug abgeleitet werden. Die nachfolgenden Untersuchungen werden jeweils bei abgeschaltetem Motor, ausgekuppeltem Getriebe und geringen Geschwindigkeiten (< 80 km/h) durchgeführt, um unerwünschte Störquellen zu vermeiden. Darüber hinaus wird auf eine vollständige Darstellung aller Hindernisüberfahrten (Stange, Dehnfuge, Kanaldeckel) verzichtet, da diese – bis auf veränderte Maximalamplituden – keine weiteren Aussagen über die Fahrzeugeigenschaften beinhalten. Vielmehr konzent-

riert sich die Ergebnisauswahl auf die Darstellung charakteristischer Fahrzeugeigenschaften anhand repräsentativer Ergebnisse, die komfortrelevante Fahrzustände beschreiben.

Da es sich bei den vorliegenden Betriebsschwingungsanalysen um eine Vermengung der Anregung (Fahrbahn-Fahrzeug-Interaktion) und der strukturdynamischen Antwort des Fahrzeugs handelt, sind der Ergebnisinterpretation enge Grenzen gesetzt. So ist es nicht möglich, allein aus einer Überhöhung in einem Beschleunigungsspektrum auf die Ursache für diese zu schließen. Die Überhöhung könnte sowohl aus der Anregung stammen, als auch eine Reaktion des Fahrzeugs auf die Störung darstellen. Da jedoch aus den vorangegangenen Kapiteln das strukturdynamische Verhalten – zumindest punktuell – bekannt ist, kann dieses Wissen in die Bewertung der Ergebnisse einfließen.

### 3.3.2.1 Rauschanregung

Die Untersuchung der Beschleunigungsverläufe an verschiedenen Messstellen bei Konstantfahrt (80 km/h) auf glattem Asphalt<sup>18</sup> dient als Referenz für die Bewertung der Ereignisse bei Überfahrt über die einzelnen Hindernisse. Es handelt sich hierbei um eine stochastische, rauschartige Anregung mit frequenzabhängigen Anregungsamplituden und begrenztem Anregungsspektrum.



**Bild 3.14:** Detaillausschnitt der Beschleunigungszeitverläufe an den Messstellen „Radträger“ (T\_z), „Feder karosserie-seitig“ (FK\_z), „Dämpfer karosserie-seitig“ (DK\_z) (links) und der Sitzschiene (rechts).

Bei Betrachtung des Beschleunigungsverlaufs am hinteren rechten Radträger in z-Richtung zeigen sich erwartungsgemäß große Beschleunigungen vornehmlich bei vergleichsweise niedrigen Frequenzen (vgl. Bild 3.14 & Bild 3.15). Spitzenbeschleunigungen von bis zu 11 m/s² stellen hierbei keine Besonderheit dar, obwohl ausgeprägte Hindernisse auf der Fahrbahn fehlen. Den niederfrequenten Anregungen mit großer Amplitude sind höherfrequente Anteile überlagert, die zwar geringere Amplituden aufweisen, jedoch in vibroakustisch besonders wirksamen Frequenzbereichen liegen (vgl. Bild 3.15).

Deutlich erkennbar ist die Wirkungsweise der Fahrzeugfederung als mechanische Isolation (vgl. Bild 3.14). Treten am Radträger im gegebenen Fall Beschleunigungsamplituden von bis zu ca. 10 m/s² auf, erreichen diese an der Dämpfer- bzw. Federaufnahme nur noch Spitzenwerte von deutlich unter 2 m/s², was einer Reduktion um ca. 15 dB entspricht. Auffällig

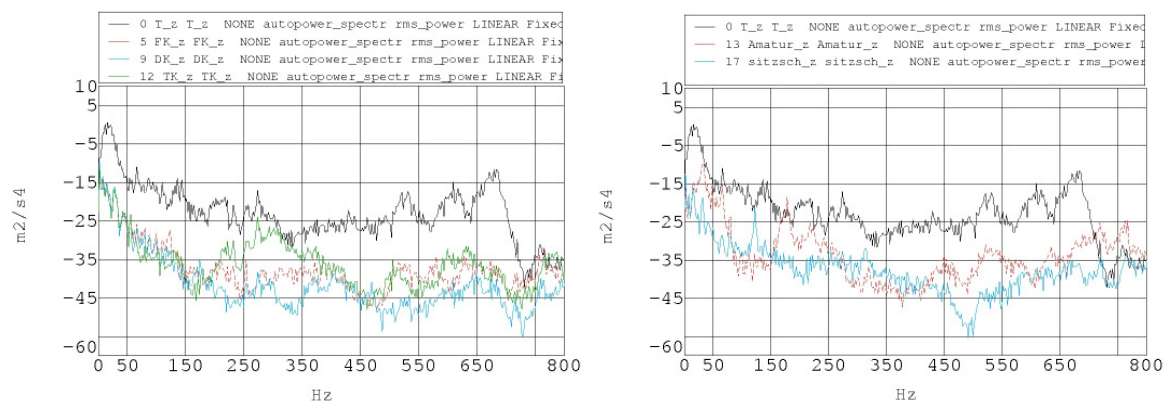
<sup>18</sup> Es handelt sich hierbei um die Teststrecke der TU-Darmstadt auf dem August-Euler-Flugplatz in Griesheim (Asphaltqualität vgl. Bild 3.4).



ist hierbei die sehr gute Übereinstimmung der Messwerte an den Verbindungsstellen Feder und Dämpfer. Sowohl die Höhe der Amplituden als auch der zeitliche Verlauf ist nahezu deckungsgleich. Dies deutet darauf hin, dass beide Komponenten ähnlich stark an der Schwingungsübertragung beteiligt sind.

Wird der Verlauf der Beschleunigungen an Kontaktstellen zum Fahrer (bspw. Sitzschiene) betrachtet, zeigen sich keine weiteren signifikanten Reduktionen der auftretenden Amplituden verglichen mit den Messwerten an Feder oder Dämpfer (vgl. Bild 3.14 rechts). Das bedeutet, dass Schwingungen, die an den Verbindungsstellen der Karosserie zum Fahrwerk eingeleitet werden, nur geringfügig verändert an den Fahrer weitergegeben werden. Dies betont die Notwendigkeit einer Verhinderung der Einleitung der Störung in die Karosserie.

Die Untersuchung der spektralen Zusammensetzung der gemessenen Beschleunigungen zeigt, dass die Übertragungspfade individuelle Filtereigenschaften besitzen. Einzelne Pfade übertragen die eingeleiteten Störungen in bestimmten Frequenzbereichen besser als andere, so dass eine individuelle Bewertung erfolgen muss.



**Bild 3.15:** Autopowerspektren der Messpunkte „Radträger“ ( $T_z$ ), „Feder karosserie-seitig“ ( $FK_z$ ), „Dämpfer karosserie-seitig“ ( $DK_z$ ) und der Aufnahme der Verbundlenkerachse ( $TK_z$ ) (links) sowie der Sitzschiene und dem Lenkrad (rechts).

So liegt die Beschleunigung am Radträger der eigentlichen Anregung im Latsch am nächsten. Durch die vergleichsweise kompakte, massive Bauweise des Radträgers und der Felge kommt es zu einer unmittelbaren Übertragung der Anregung auf die Messstelle, die im Wesentlichen von den vibroakustischen Eigenschaften des Reifens dominiert wird. Das Beschleunigungsspektrum zeigt hierbei einen Verlauf, der gut mit den Ergebnissen bei impulsartiger Anregung übereinstimmt. Zunächst ist eine dominierende Überhöhung bei ca. 20 Hz zu erkennen, auf welche ein Abfallen des Verlaufs bis ca. 200 Hz folgt. In diesem Bereich finden sich verschiedene Überhöhungen (67 Hz, 143 Hz), die bei der vorliegenden Störungsart jedoch unzureichend angeregt werden und daher nicht deutlich hervortreten (vgl. Bild 3.15). Anschließend fällt der Kurvenverlauf nicht weiter ab, was aus vibroakustischer Sicht zwingend erforderlich wäre. Oberhalb von 400 Hz kommen ausgeprägte Überhöhungen hinzu (470 Hz, 570 Hz, 670 Hz), welche – bezogen auf den Gesamtverlauf der Kurve – von hoher Bedeutung sind.

Wird hierzu der Verlauf des Beschleunigungsspektrums an den Verbindungsstellen des Fahrwerks zur Karosserie vergleichend hinzugezogen, tritt die oben angesprochene Isolationswirkung der Fahrzeugfederung (Parallelverschiebung der Kurvenverläufe um ca. 15 dB im unteren Frequenzbereich) sowie der Einfluss der individuellen Übertragungspfadeigen-

schaften hervor (vgl. Bild 3.15). Bis ca. 200 Hz zeigen alle Kurven gute Übereinstimmungen, oberhalb von 200 Hz weichen die Verläufe jedoch zunehmend ab, wobei die Messstellen Feder und Dämpfer (beide karosserie-seitig) wiederum stärkere Ähnlichkeiten im Verlauf aufzeigen als der Träger. Die Tendenz der Kurvenverläufe fällt – ähnlich wie beim Radträger – oberhalb von 200 Hz nicht weiter ab, sondern stabilisiert sich auf vergleichsweise konstantem Niveau unterbrochen von Überhöhungen (bspw. 270 Hz, 370 Hz, 480 Hz, 600 Hz). Auffällig ist im Vergleich hierzu die deutliche Überhöhung der auftretenden Beschleunigungen im Bereich 200 – 400 Hz an der Verbindungsstelle der Verbundlenkerachse mit der Karosserie. Dies deutet auf eine besondere Empfindlichkeit der Struktur am Messort für diesen Anregungsbereich hin.

Neben der Betrachtung der Beschleunigungsverläufe an den Verbindungsstellen des Fahrwerks mit der Karosserie ist die Untersuchung der Kontaktstellen zu den Passagieren aus Sicht der Komfortbewertung von Bedeutung. Wird hierzu die spektrale Zusammensetzung der gemessenen Beschleunigungen betrachtet, wird deutlich, dass die Karosserie selbst offensichtlich keine wesentlichen (positiven) Einflüsse mehr auf die sich einstellenden Beschleunigungen hat. So zeigt der Verlauf des Autopowerspektrums an der Sitzschiene sowohl bezogen auf die Amplitude als auch bei Betrachtung der charakteristischen spektralen Eigenschaften eine große Übereinstimmung mit den Messstellen Feder bzw. Dämpfer (jeweils karosserie-seitig). Im Gegensatz hierzu zeigt das Lenkrad<sup>19</sup> ein deutlich verschlechtertes Verhalten im Vergleich zu den übrigen Messpunkten, was gekennzeichnet ist von stark ausgeprägten Überhöhungen in den Bereichen 40 Hz, 67 Hz, 170 Hz, 200 Hz, 500 Hz usw., welche vermutlich durch Resonanzen im Bereich des Instrumententafelträgers begünstigt werden (vgl. Bild 3.15).

### 3.3.2.2 Impulsanregung

Impulsartige Ereignisse stellen die zweite wesentliche Anregungsart für Pkw dar. Zur Untersuchung des charakteristischen Fahrzeugverhaltens bei dieser Art der Störung werden die Messergebnisse des künstlichen Hindernisses „Stange“ dargestellt. Dies hat zwei Gründe:

- Aufgrund ihrer Höhe bewirkt das Hindernis „Stange“ einen sehr deutlichen Impuls, sodass ausreichend Energie in das System eingeleitet wird, um die einzelnen Schwingformen gut anzuregen und deutlich sichtbar zu machen. Somit ist dieses Hindernis im Vergleich zum Hindernis „Dehnfuge“ vorteilhaft.
- Darüber hinaus verfügt das Hindernis „Stange“ über eine geringe Ausdehnung in Fahrtrichtung, sodass es nur zu einem messbaren Anregungsstoß kommt, wohingegen beim Hindernis „Kanaldeckel“ aufgrund seiner räumlichen Ausdehnung in kurzer Folge zwei Stöße (auf- und abfahren) erfolgen, die zu messtechnischen Problemen bei Mittelung und Fensterung führen können.

Die Untersuchungen werden bei ca. 50 km/h, ausgeschaltetem Motor und ausgekuppeltem Getriebe durchgeführt.

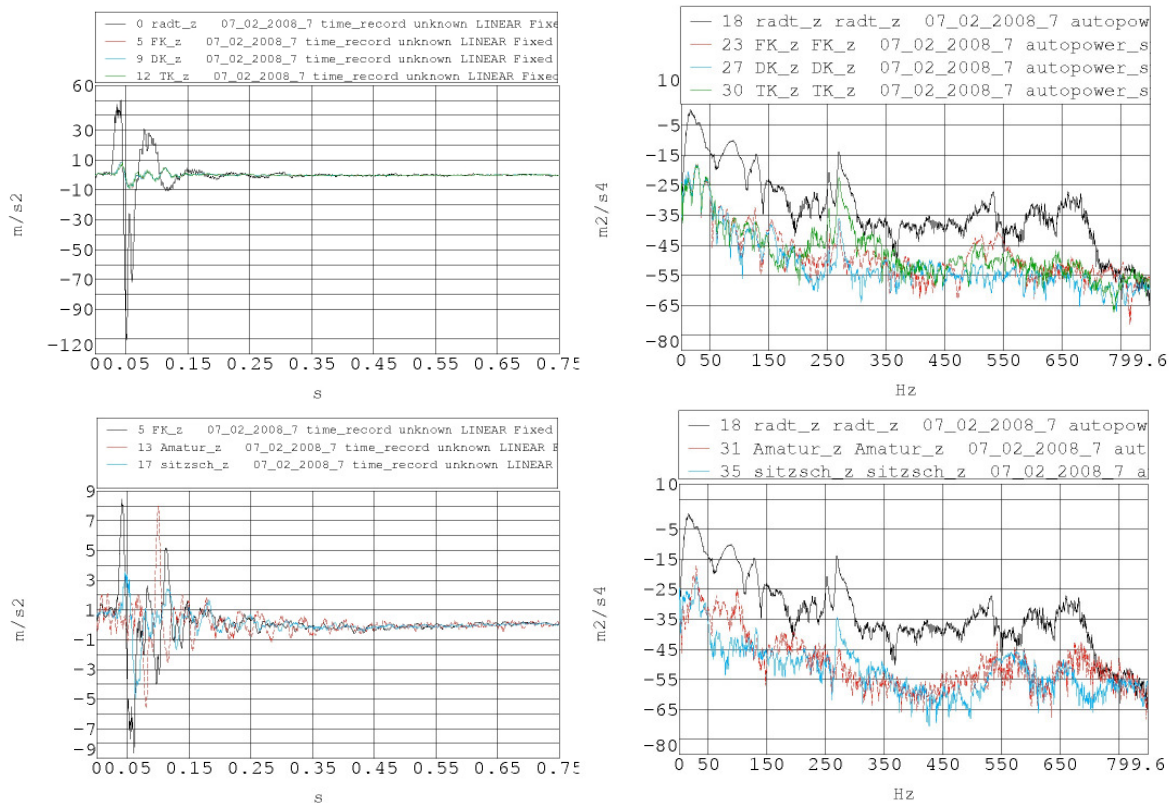
Die Betrachtung des zeitlichen Verlaufs der Beschleunigungen an der Messstelle „Radträger“ zeigen sehr große Maximalbeschleunigungen von bis zu 120 m/s<sup>2</sup> resultierend aus der

---

<sup>19</sup> Als „Armatur“ in den Diagrammen gekennzeichnet.

großen Impulshaltigkeit des gewählten Hindernisses auf (vgl. Bild 3.16). Allerdings klingen diese sehr schnell ab ( $< 300$  ms). Vergleichbare Beschleunigungen treten im normalen Fahrbetrieb bspw. bei der Überfahrt von Gleisen oder auf Schlechtwegstrecken auf.

Werden hierzu die resultierenden Beschleunigungen der Verbindungsstellen verglichen, stellt sich – wie schon bei der Konstantfahrt auf glattem Asphalt – eine sehr starke Reduktion der Amplituden ein. Auffällig ist die sehr starke Übereinstimmung der Beschleunigungsverläufe der unterschiedlichen Verbindungsstellen. Diese Übereinstimmung, die auch bei der Konstantfahrt auf glattem Asphalt beobachtet werden konnte, gibt Hinweise auf die Bedeutung der Übertragungspfade.



**Bild 3.16:** Zeitverläufe (links) und Autopowerspektren (rechts) der einzelnen Messpunkte in z-Richtung bei Überfahrt über das künstliche Hindernis „Stange“ mit 50 km/h.

Bei der Betrachtung der Autopowerspektren der aufgezeichneten Beschleunigungsdaten treten wiederum die charakteristischen Eigenschaften des Fahrzeugs bzw. der Anregung auf. Im Bereich bis ca. 200 Hz fällt der Kurvenverlauf an allen Messpunkten stark ab. Oberhalb von ca. 200 Hz verändert sich das Verhalten grundsätzlich. Es kommt zu keinem signifikanten Abfall mehr, stattdessen verharrt der Kurvenverlauf auf vergleichsweise stabilem Niveau.

Deutlich unterschiedlich zu den Kurvenverläufen auf glattem Asphalt sind jedoch die Ausprägungen der Überhöhungen. Betrachtet man zunächst nur den Radträger, findet man dieselben Überhöhungen wie bei Konstantfahrt auf glattem Asphalt, also bei ca. 20 Hz, 67 Hz, 100 Hz, 143 Hz, 250 Hz, 470 Hz, 570 Hz und 670 Hz. Allerdings sind insbesondere die Überhöhungen bei 67 Hz, 100 Hz, 143 Hz und 250 Hz sehr viel stärker ausgeprägt. Insgesamt stimmt das Verhalten also gut mit den in Kapitel 3.1 ermittelten Punktimpedanzen überein, was wiederum die Bedeutung der Resonanzen des Fahrwerks betont.

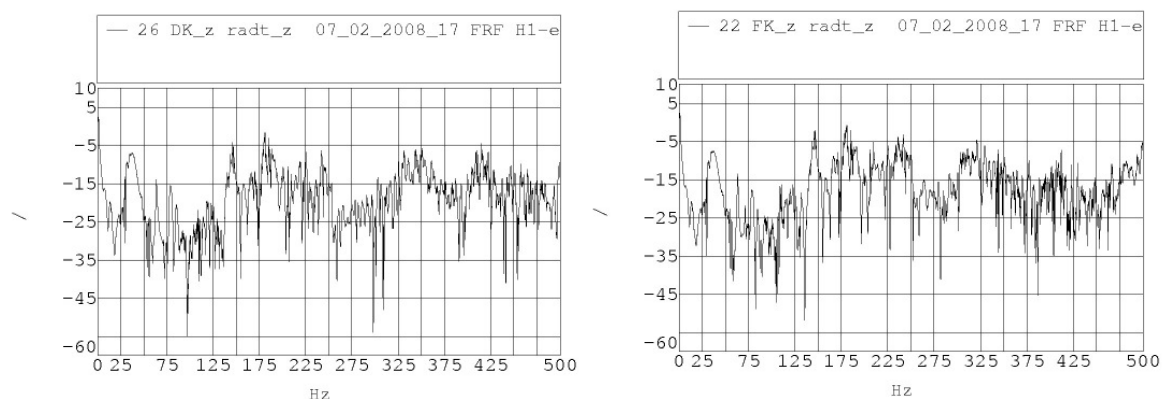
Auch bei der Untersuchung der Frequenzgänge an den Verbindungsstellen der Karosserie findet sich wiederum ein mit den Testergebnissen auf glattem Asphalt vergleichbares Verhalten. Allerdings zeigen sich hier – wie auch beim Radträger – deutlicher ausgeprägte Überhöhungen sowie große Ähnlichkeiten im Verlauf der Kurven der Messpunkte Feder und Dämpfer.

Bei Betrachtung der Kurvenverläufe an Sitzschiene und Lenkrad erkennt man zwar im Prinzip ähnliche Verläufe wie bei den Untersuchungen auf glattem Asphalt – auch hier zeigt das Lenkrad sehr deutlich ausgeprägte Überhöhungen und einen ungünstigen Gesamtverlauf – allerdings finden sich nunmehr auch an der Messstelle „Sitzschiene“ signifikante Überhöhungen bei 30 Hz, 250 Hz, 550 Hz und 670 Hz, welche in dieser Deutlichkeit bei der Anregung durch die glatte Fahrbahn nicht aufgetreten sind.

Diese Ergebnisse verdeutlichen, dass impulsartige Störungen aufgrund ihrer breitbandigen Anregungswirkung erwartungsgemäß größere Auswirkungen auf die Passagiere haben als rauschartige Störungen bspw. ausgelöst durch rauen Asphalt. Beiden Anregungsarten gemeinsam sind Komfortindexwerte  $K$  zwischen 0,8 (gut spürbar) und ca. 3 (stark spürbar). Nach ISO 2631 (vgl. Bild 0.3 Anhang) reduzieren Werte oberhalb 0,8 das Wohlbefinden der Passagiere bei längerer Einwirkung deutlich, sodass Verbesserungen wünschenswert wären.

### 3.3.2.3 Übertragungsfunktionen

Insgesamt stellen reproduzierbare Messungen im fahrenden Fahrzeug im hier untersuchten Frequenzbereich hohe Anforderungen an die Messtechnik. Dennoch verbleiben Probleme die bspw. aus Nichtlinearitäten oder Wiederholungsgenauigkeiten (der Anregung) herrühren können. Trotz dieser Schwierigkeiten wurde ausgehend von den realen Fahrbahnanregungen Übertragungsfunktionen zwischen den einzelnen Messpunkten gebildet. Diese eignen sich vornehmlich um Tendenzen aufzuzeigen, weniger jedoch für eine exakte numerische Modellbildung.



**Bild 3.17:** Übertragungsfunktion zwischen den Messpunkten „Radträger“ und „Dämpfer karosserie-seitig“ (links) sowie „Radträger“ und „Feder karosserie-seitig“ (rechts).

Wird exemplarisch die Übertragungsfunktion zwischen Radträger und Dämpfer (karosserie-seitig) betrachtet, so treten, wie auch schon bei den vorangegangenen Untersuchungen, einige charakteristische Überhöhungen auf. Besonders klar ist die Überhöhung bei ca. 30 Hz zu erkennen, gefolgt von weniger deutlichen Überhöhungen bei ca. 60 Hz und 67 Hz.

Besser erkennbar sind die Überhöhungen bei ca. 143 Hz, 180 Hz sowie im Bereich um 200 Hz.

Besonders auffällig ist der Gesamtverlauf der Übertragungsfunktion. Dieser zeigt im Prinzip einen waagerechten Verlauf (in der Grundtendenz), welcher bei ca. -15 bis -20 dB liegt. Diese Absenkung ist das Resultat der weichen Federung (mechanische Isolation). Im Gegensatz zu den Autopowerspektren der lokalen Beschleunigungen, in denen der Gesamtverlauf sehr stark abhängig von der Anregung im jeweiligen Frequenzbereich ist, fällt dieser Gesichtspunkt durch die Bildung des Quotienten aus Ausgang (z.B. Sitzschiene) und Eingang (Radträger) weg. Dies führt zu folgenden Schlussfolgerungen:

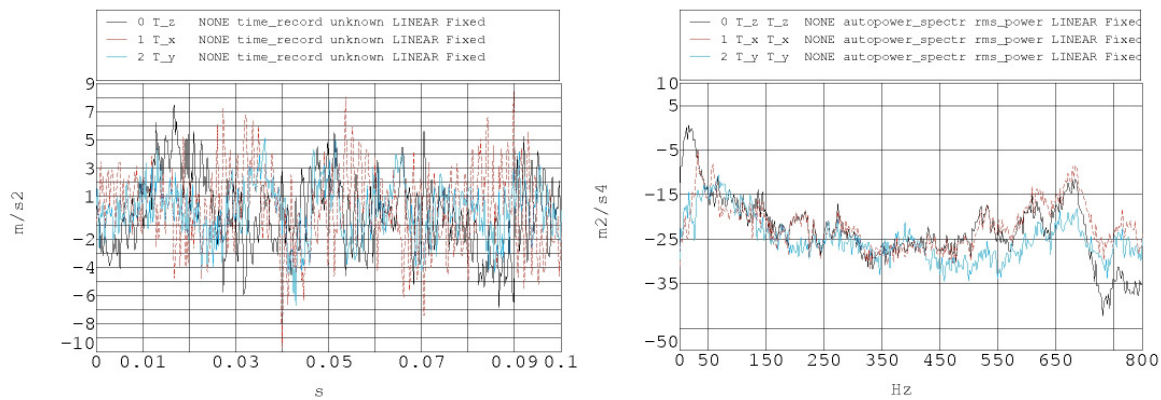
- 1) Wie von verschiedenen Autoren untersucht [30], [31], [65], [68] nimmt die Anregungsenergie mit zunehmender Frequenz ab (entspricht dem Kurvenverlauf im vorderen Bereich in Bild 3.15 und Bild 3.16). Allerdings zeigen die Messergebnisse, dass diese abnehmende Tendenz im vorliegenden Fall nur bis ca. 200 Hz Gültigkeit hat. Oberhalb dieser Frequenz verändert sich der Kurvenverlauf signifikant und schwankt um einen mittleren Wert (vgl. Bild 3.15). Wird hierbei der Verlauf der Übertragungsfunktionen berücksichtigt, der im gesamten betrachteten Frequenzbereich um einen mittleren Wert schwankt, muss diese Änderung des Kurvenverlaufs ihre Ursache in der Anregung haben.
- 2) Die Übertragungsfunktionen zwischen Radträger und den weiteren untersuchten Messpunkten zeigt – abgesehen von den typischen, strukturdynamisch bedingten Überhöhungen – einen in der Tendenz konstanten Mittelwert auf. D.h., niedrige wie hohe Frequenzen werden ähnlich stark übertragen (mit Ausnahme der Bereiche, in denen signifikante Überhöhungen oder Absenkungen im Kurvenverlauf vorliegen).

Beides führt zu der Annahme, dass auch oberhalb von 200 Hz vibroakustisch relevante Störeindrücke durch die Rad-Fahrbahn-Interaktion in das Fahrzeug eingeleitet werden. Dies muss bei einer NVH-gerechten Fahrzeugauslegung berücksichtigt werden.

#### 3.3.2.4 Richtungsempfindlichkeit

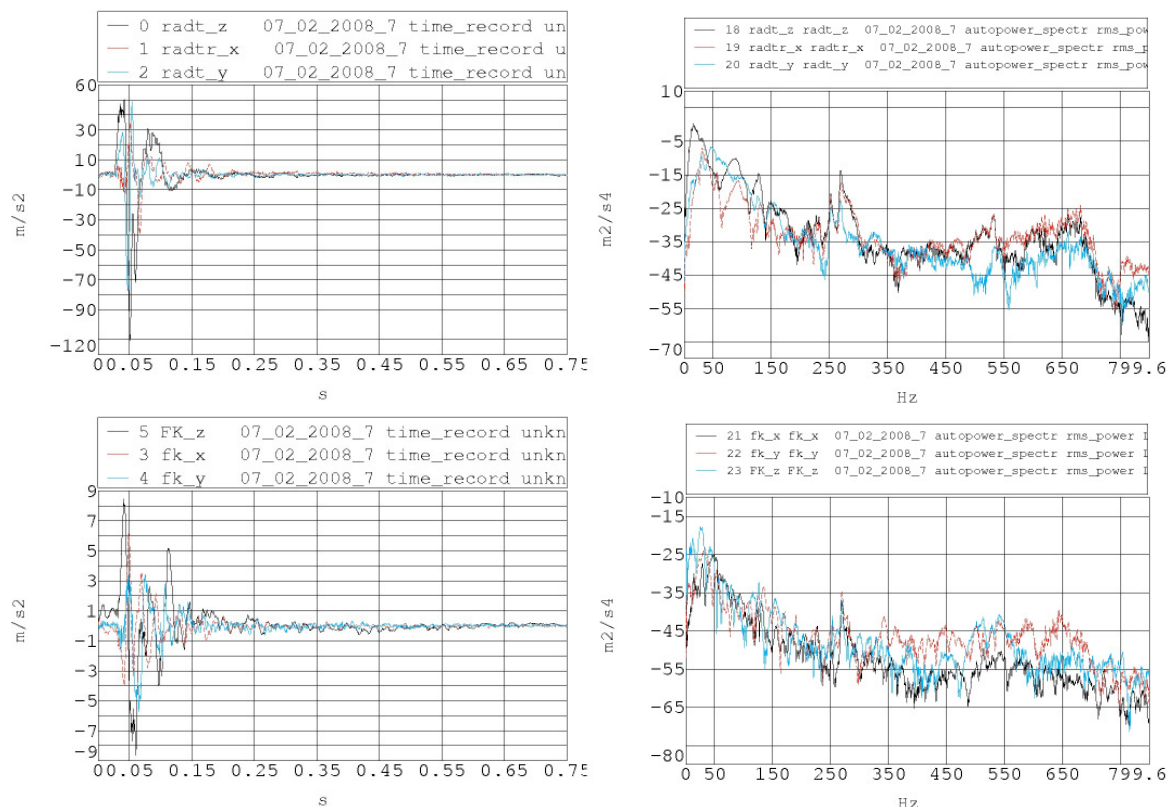
Neben der Untersuchung der grundsätzlichen vibroakustischen Fahrzeugeigenschaften durch die Ermittlung von Eingangs- und Punktimpedanzen sowie der Reaktion des Fahrzeugs auf reale Anregungen (Rauschen oder Impuls) im Fahrbetrieb stellt sich die Frage, in welchen Raumrichtungen die aufgeprägten Anregungen Auswirkungen zeigen.

Bei Betrachtung der resultierenden Beschleunigungen am Radträger bei Fahrt auf glattem Asphalt (vgl. Bild 3.18), wird deutlich, dass in allen drei Raumrichtungen relevante Beschleunigungen auftreten. Dieses Verhalten zeigt sich auch bei der Betrachtung der zugehörigen Autopowerspektren (vgl. Bild 3.18 rechts), bei denen die Kurven der z- und x-Richtung über große Ähnlichkeiten verfügen. Im Bereich unter 50 Hz dominiert jedoch die z-Richtung deutlich. Der Kurvenverlauf der y-Richtung ist im vorderen Bereich vergleichbar mit dem der x-Richtung, erst im höherfrequenten Bereich treten größere Abweichungen auf. Allerdings zeigt der Verlauf der y-Richtung keine ausgeprägten Überhöhungen auf, die charakteristisch für das Gesamtfahrzeugverhalten sind. Somit wird davon ausgegangen, dass die wesentlichen Transferpfade in z- und x-Richtung verlaufen.



**Bild 3.18:** Zeitverläufe der gemessenen Beschleunigung (links) und Vergleich der zugehörigen Autopowerspektren (rechts) in die drei Messrichtungen x, y und z am Radträger bei Konstantfahrt auf glattem Asphalt mit ca. 80 km/h.

Auch die Untersuchung der Ergebnisse bei impulsartiger Anregung durch das Hindernis „Stange“ zeigen ähnliche Resultate (vgl. Bild 3.19). Durch die Art der Anregung werden im unteren Frequenzbereich offensichtlich vorhandene Resonanzen besser angesprochen, sodass sie deutlicher in den Autopowerspektren der gemessenen Beschleunigungen hervortreten (vgl. Bild 3.19). Die Verläufe in x- und z-Richtung sind im Frequenzbereich unter 350 Hz wiederum von deutlich höheren Amplituden und ausgeprägten Überhöhungen gekennzeichnet, wobei die z-Achse im vorliegenden Fall dominiert.



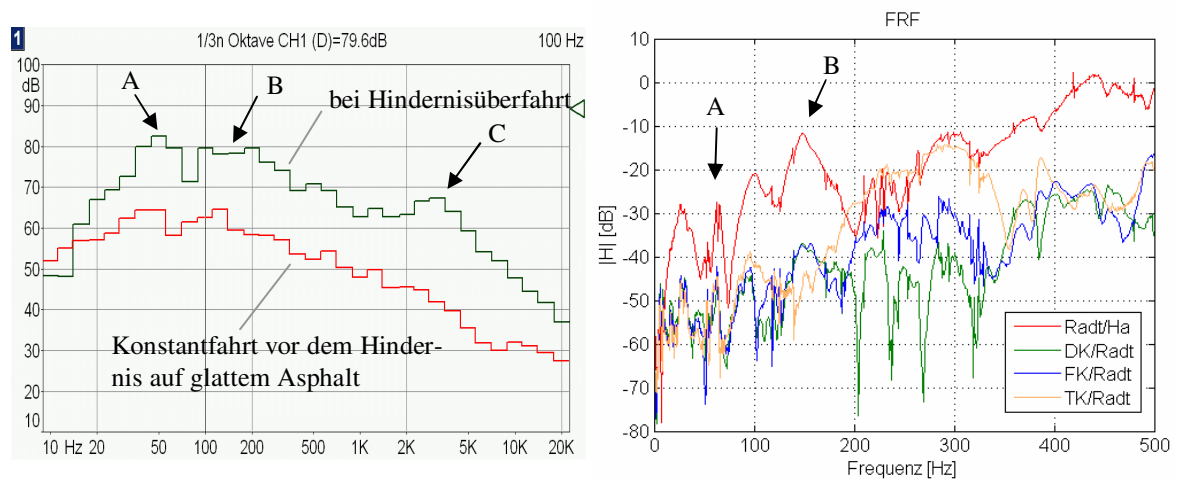
**Bild 3.19:** Beschleunigungsverlauf am Messpunkt „Radträger“ (links oben), „Feder karosserieeseitig“ (links unten) sowie zugehörige Autopowerspektren (rechts) bei Hindernisüberfahrt „Stange“ (50 km/h).



Bei Untersuchung der Beschleunigungsverläufe an den Verbindungsstellen verändert sich – wie schon bei den Betrachtungen in den vorangegangenen Kapiteln gezeigt – das Verhalten deutlich. Nunmehr finden sich in allen drei Raumrichtungen ähnliche Beschleunigungen mit durchaus vergleichbarem Verlauf. Dies deutet darauf hin, dass für eine vollständige Entkopplung der Körperschallübertragung vom Fahrwerk in die Karosserie alle Raumrichtungen gleichermaßen beeinflusst werden müssten. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll jedoch zunächst nur die z-Richtung betrachtet werden, um die prinzipielle Machbarkeit und das Lösungspotential zu untersuchen.

### 3.4 Ableitung erforderlicher Maßnahmen

Die Untersuchung der charakteristischen Fahrzeugeigenschaften des Versuchsträgers stellen exemplarisch die Probleme fahrbahninduzierter Körperschallstörungen dar. Das Strukturverhalten verfügt über ausgeprägte Überhöhungen an verschiedenen Messstellen, die – bei Anregung durch die Fahrbahn – in die Fahrgastzelle eingetragen werden können.



**Bild 3.20: Terzspektren des Schalldruckpegels am rechten Fahrerohr bei Konstantfahrt und Hindernisüberfahrt (links). Übertragungsfunktionen bei Impulsanregung am Radträger (rechts).**

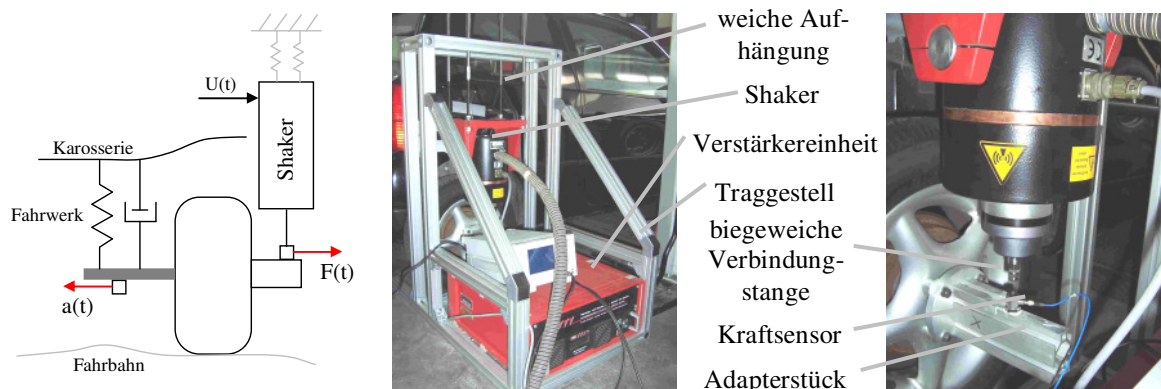
Darüber hinaus ergeben die Untersuchungen, dass der Innenraumgeräuschpegel sehr deutlich von der Fahrbahnbeschaffenheit beeinflusst wird. Obwohl Gummielemente zur Körperschallreduktion Einsatz finden, kann eine ausreichende Beeinflussung der Übertragungsfunktionen nicht erreicht werden. Vielmehr lassen die Untersuchungen erkennen, dass mit zunehmenden Anregungsfrequenzen ungünstigere vibroakustische Eigenschaften vorliegen, was zu der Wahrnehmbarkeit der höherfrequenten Störungen in der Fahrgastzelle führt. Daneben zeigen die Untersuchungen, dass alle Verbindungsstellen an der Körperschallübertragung beteiligt sind und unterschiedliche Raumrichtungen bei der Übertragung Relevanz haben. Wünschenswert wäre demnach eine Reduktion der Störungen nahe der Einleitungsstellen. Vorstellbar ist hierfür die Applikation einer aktiven Lösung am Radträger. Dieser Lösungsansatz wird im Rahmen der Arbeit durch vereinfachte experimentelle Simulationen untersucht, um die Auswirkung des Ansatzes auf die akustische und taktile Wahrnehmung im Innenraum zu bewerten. Nachteilig wirkt sich jedoch die Erhöhung der ungefederten Masse des Radträgers aus, was aus Fahrsicherheitsaspekten kritisch zu bewerten ist. Darüber hinaus zeigen die Untersuchungen, dass die Feder-Dämpfer-Einheit die auftretenden Beschleunigungen im Mittel um 15-20 dB reduzieren. Diese Verminderung bleibt am Einsatzort „Radträger“ ungenutzt, was zur Folge hat, dass deutlich größere dy-

namische Kräfte eingeleitet werden müssen, als dies an den karosserieeitigen Verbindungsstellen nötig wäre. Größere dynamische Kräfte gehen jedoch direkt mit erhöhtem Leistungsbedarf eines aktiven Systems und gesteigertem Konstruktionsgewicht einher. Beides sind unerwünschte Eigenschaften einer aktiven Lösung in der gegebenen Anwendung. Dennoch sollen beide Einsatzorte vergleichend untersucht und bewertet werden.

Die Untersuchungsergebnisse machen deutlich, dass es notwendig wäre, alle Verbindungsstellen gleichermaßen zu berücksichtigen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll allerdings zunächst die grundsätzliche Machbarkeit dargestellt werden, weshalb es im ersten Schritt ausreichend ist, nur ausgewählte Übertragungsstrecken zu beeinflussen. Namentlich wird nur der Dämpfer- und Federpfad auf einer Fahrzeugseite berücksichtigt, hierbei wiederum lediglich die z-Richtung. Darüber hinaus soll sich die aktive Lösung auf den Frequenzbereich 50-550 Hz beschränken, da dieser sowohl bei der Untersuchung der strukturdynamischen Eigenschaften als auch des Schalldruckpegels auffällige Überhöhungen zeigt.

### 3.5 Störungssimulation im Labor

Für eine schnelle und effiziente Entwicklung aktiver Lösungen ist es erforderlich, eine reproduzierbare, einfache Anregung aufprägen zu können. Hierzu wurde im Rahmen der Arbeit ein Anregungsmodul aufgebaut, welches die vibroakustisch relevante Fahrbahnanregung in z-Richtung simulieren kann. Basierend auf einem leistungsstarken elektrodynamischen Schwingerreger (Typ: SW123/1, Hersteller: RMS GmbH) können somit die im Fahrversuch aufgezeichneten Beschleunigungsverläufe bspw. am Radträger künstlich reproduziert werden. Darüber hinaus kann die Anregungseinheit mit beliebigen Signalen beaufschlagt werden, sodass die Fahrzeugreaktionen auf impuls- oder rauschartige Standardstörungen bewertet werden kann.



**Bild 3.21:** Prinzipdarstellung und realisierter Gesamtaufbau des „weich“ aufgehängten Schwingerregers zur Anregung des hinteren rechten Rades (links). Detailansicht der Ankopplung an das Rad über ein Adapterstück (rechts).

Um zu gewährleisten, dass das strukturdynamische Fahrzeugverhalten unverändert bleibt, wird ein Aufbau realisiert, bei dem das Fahrzeug auf seinen Rädern steht. Hierbei können drei mögliche Angriffspunkte für eine Krafteinleitung unterschieden werden:

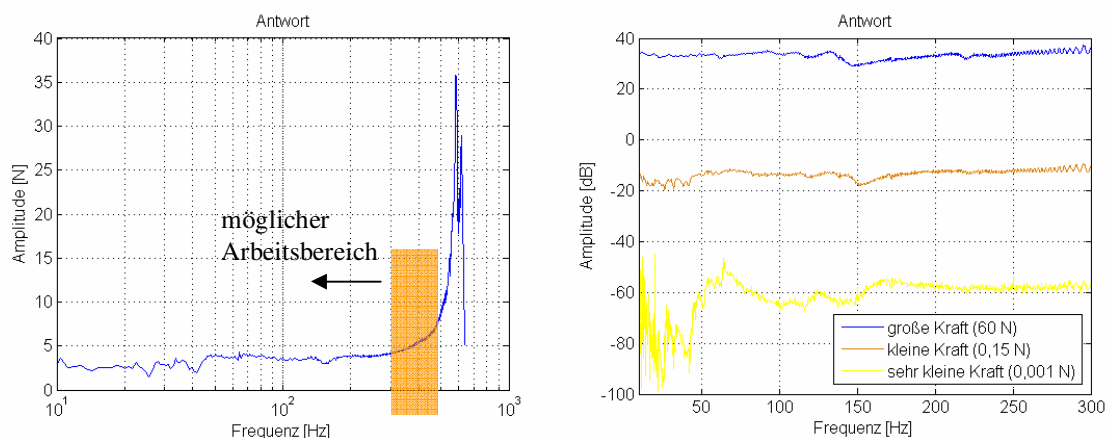
- 1) Am Radträger (innen unter dem Fahrzeug).
- 2) Am Reifen (unter dem Fahrzeug).
- 3) An der Radnabe (außen neben dem Fahrzeug).



Für die Realisierung der Anregung wird die dritte Variante gewählt, da durch die Anordnung der Anregungseinheit neben dem Fahrzeug der geringste Aufwand verursacht wird. Daneben bleibt weiterhin der Radträger als Eingriffsort einer möglichen aktiven Schwingungsreduktionslösung gut zugänglich, was für die späteren Untersuchungen von Bedeutung ist.

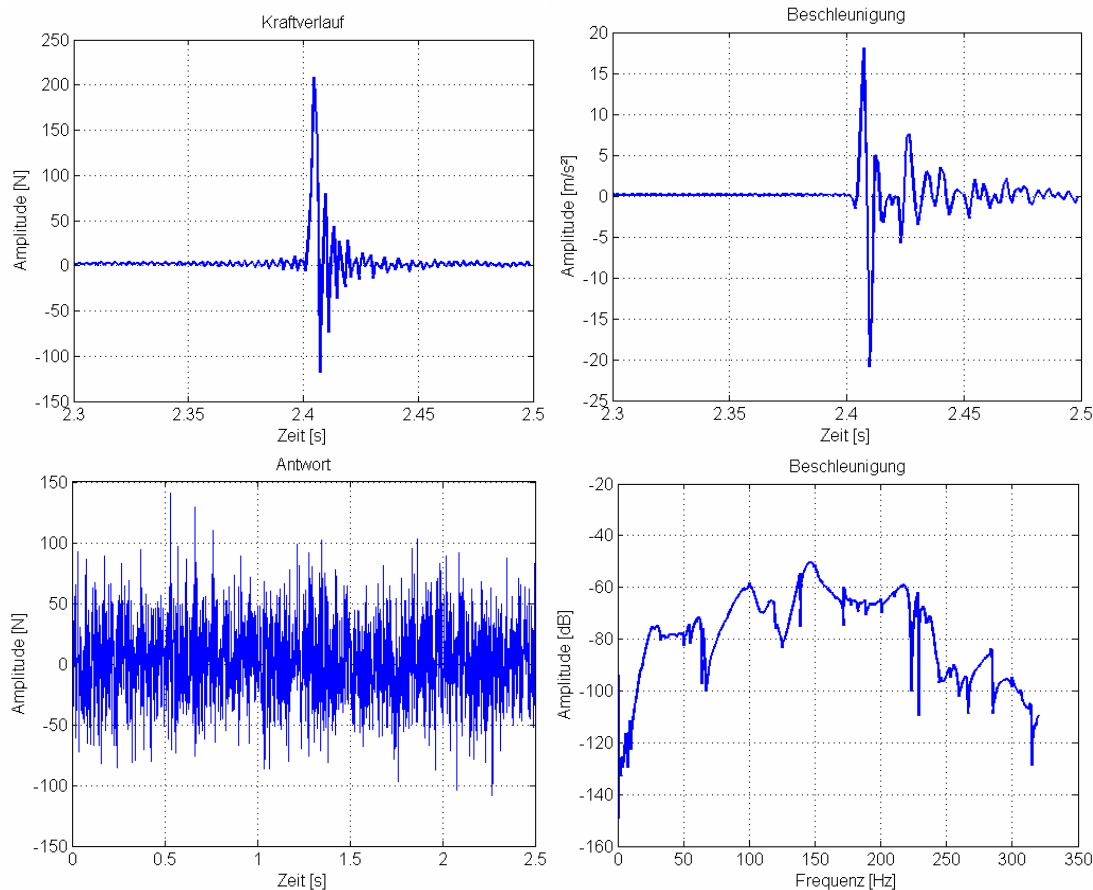
Über einen Adapter leitet der Schwingerreger Reaktionskräfte direkt in die Radnabe ein, die über eine Kraftmessdose bestimmt werden können und somit einer Regelung zugänglich sind (vgl. Bild 3.21). Der Schwingerreger selbst ist „weich“ in einem Tragrahmen gelagert, um Rückkopplungen zu vermeiden. Mit Hilfe des realisierten Aufbaus können Anregungen im Bereich 40...500 Hz sinnvoll aufgeprägt werden (vgl. Bild 3.22 links). Im unteren Bereich ist der Aufbau durch die geringen Stellwege und die begrenzte Reaktionsmasse limitiert, im oberen Bereich durch Resonanzen des Versuchsaufbaus (Adapter und Schwingerreger). Abweichungen von der Ideallinie (waagerechte Gerade über den gesamten Frequenzbereich) resultieren aus den Auswirkungen der Fahrzeugresonanzen auf die Kraftmessung. So findet sich beispielsweise bei 143 Hz ein Einbruch in der Kraftkennlinie. Hier existiert eine ausgeprägte Fahrzeugresonanz (vgl. Kapitel 3.1.1), zu deren Anregung nur die dissipierenden Anteile, die aus der Dämpfung resultieren, überwunden werden, woraus sich der Einbruch in der Kennlinie erklärt.

Das Anregungssystem verfügt über eine gute Linearität und einen breiten nutzbaren Kraftbereich (vgl. Bild 3.22 rechts). Erst bei extrem kleinen Anregungskräften kann im Bereich unter 80 Hz keine sinnvolle Kraftaufprägung mehr erfolgen.



**Bild 3.22:** Beispielhafter Kraftverlauf der Shakeranregung mittels Sweep-Sinus (links). Vergleich unterschiedlicher Kraftaufprägungen (rechts).

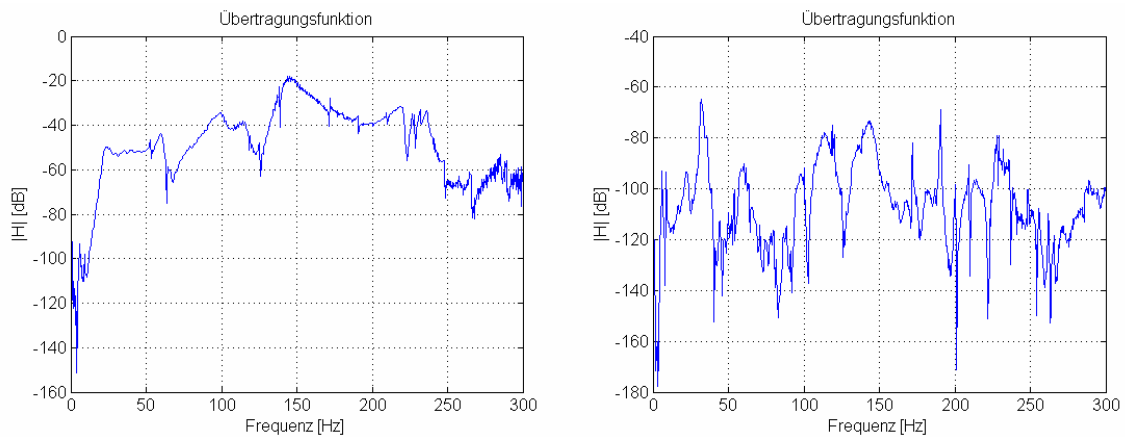
Maximale Kraftamplituden von 150 N bei Rauschanregung und 200 N bei Impulsanregung führen zu Beschleunigungen am Radträger in z-Richtung von bis zu  $20 \text{ m/s}^2$  (vgl. Bild 3.23).



**Bild 3.23:** Kraftverlauf und resultierende Beschleunigung am Radträger in z-Richtung bei Impulsanregung mit dem Shaker-Aufbau (oben) und Zeitverlauf der eingprägten Kraft bei bandbegrenzter Rauschanregung (links unten). Antwortspektrum der Beschleunigung am Radträger in z-Richtung bei Impulsanregung (rechts unten).

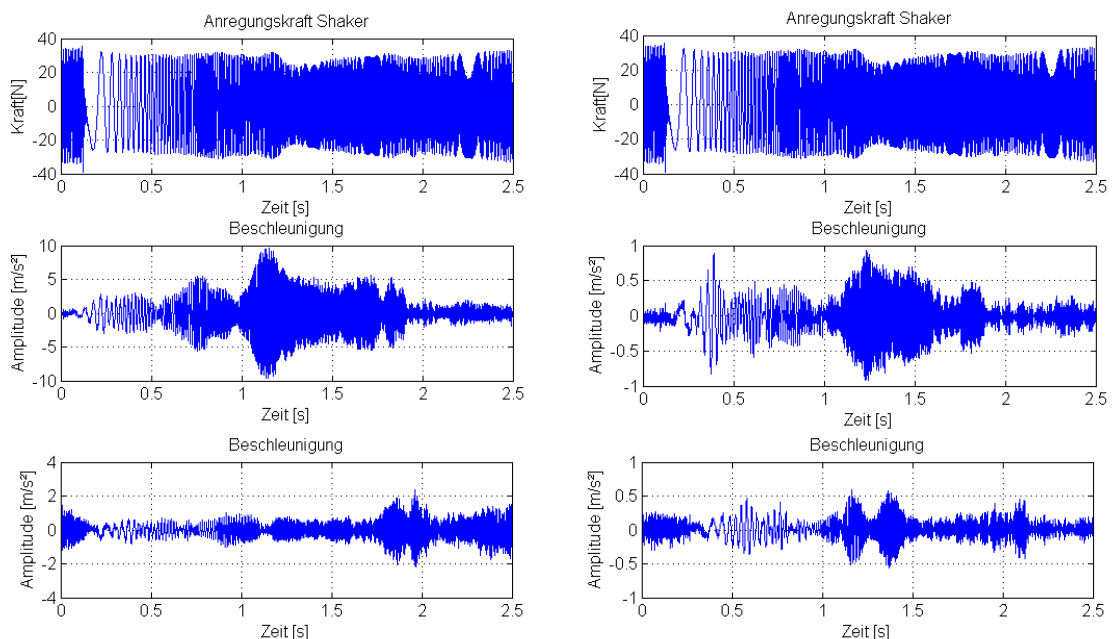
Diese Beschleunigung ist für den betrachteten vibroakustischen Bereich ausreichend, da die in den Fahrversuchen gemessenen Spitzenbeschleunigungen von bis zu  $120 \text{ m/s}^2$  nur im untersten Frequenzbereich auftreten, der jedoch von der klassischen Fahrwerkauslegung behandelt wird und nicht von den hier vorgestellten aktiven Systemen beeinflusst werden soll.

Rauschartige Beschleunigungsverläufe, wie sie in den Fahrversuchen ermittelt wurden, können problemlos mit dem Anregungssystem im Nennfrequenzbereich aufgeprägt werden. Auch die Anregung der fahrzeugspezifischen Resonanzfrequenzen kann mit Hilfe der Shaker-Einheit gut umgesetzt werden. Bild 3.23 zeigt das Spektrum der Beschleunigung in z-Richtung am Radträger bei impulsartiger Anregung durch den Schwingerreger. Die bekannten Resonanzen bei ca. 30 Hz, 67 Hz, 100 Hz, 143 Hz und 220 Hz treten auch hier deutlich zu Tage.



**Bild 3.24:** Übertragungsfunktionen am Radträger z-Richtung (links) sowie der Sitzschiene (rechts) jeweils bei Anregung mittels Schwingerreger am Rad.

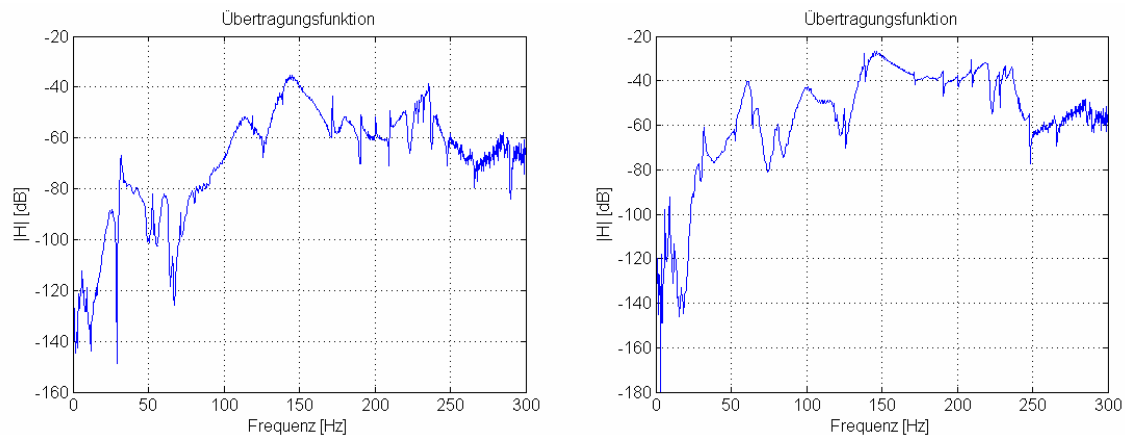
Werden die Auswirkungen der Anregung auf weitere Messstellen untersucht, findet sich erwartungsgemäß ein mit den im Rahmen der Charakterisierung ermittelten Eigenschaften vergleichbares Verhalten. Beispielhaft kann dies anhand der Übertragungsfunktion zwischen Kraftanregung am Schwingerreger und Beschleunigungsantwort an der Sitzschiene (z-Richtung) verdeutlicht werden. Die Kraftanregung führt zu ausgeprägten Anregungen von Fahrzeugresonanzen (bspw. 35 Hz, 67 Hz, 100 Hz, 143 Hz), die über die unterschiedlichen Transferpfade Auswirkungen bis in den Innenraum (hier am Beispiel Sitzschiene) zeigen (vgl. Bild 3.24 d). Dies verdeutlicht auch die Untersuchung der Beschleunigungszeitverläufe. Bild 3.25 zeigt ausgewählte Beschleunigungszeitverläufe an den Messstellen „Radträger“, „Dämpfer karosserieseitig“, „Träger karosserieseitig“ und der „Sitzschiene“ aufgrund einer sweep-sinus-förmigen Kraftanregung im Bereich 0...320 Hz.



**Bild 3.25:** Zeitverläufe der Anregungskraft am Shaker (oben), dem Radträger (Mitte links), dem Dämpfer karosserieseitig (Mitte rechts), dem Träger karosserieseitig (unten links) sowie der Sitzschiene (unten rechts) bei Sweep-Sinus-Anregung von 0 Hz bis 300 Hz.

Auffällig sind hierbei die Beschleunigungsüberhöhungen wenn Fahrzeugresonanzen angesprochen werden. Dies korrespondiert gut zu den Verläufen der Übertragungsfunktionen, stellt das Strukturverhalten jedoch besonders anschaulich dar.

Interessant ist darüber hinaus die Tatsache, dass die Kraftanregung in z-Richtung offensichtlich auch Auswirkungen in andere Raumrichtungen verursacht (Bild 3.26). Vermutlich ist dies durch die geometrische Gestaltung des Fahrwerks sowie durch die Positionierung der Beschleunigungsaufnehmer relativ zum Kraftangriffspunkt des Shakers bedingt. Dies zeigt jedoch wiederum, dass selbst eine einfache 1-achsige Anregung zu einer komplexen Strukturantwort führt.



**Bild 3.26: Übertragungsfunktionen am Radträger x-Richtung (links) sowie am Radträger y-Richtung (rechts) jeweils bei Anregung mittels Shaker am Rad.**

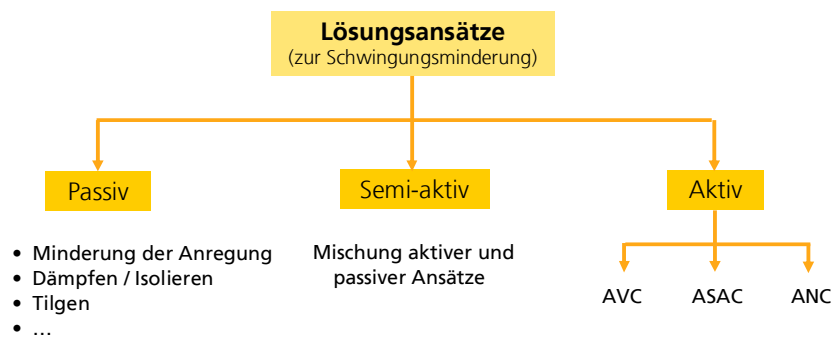
Mit Hilfe der dargestellten Anregungseinheit besteht nunmehr die Möglichkeit, aktive Systeme direkt im Gesamtsystem Pkw zu entwickeln und zu erproben. Realisierbare Kräfte, Beschleunigungen sowie der zur Verfügung stehende Frequenzbereich reichen für die Untersuchung störender Effekte aus. Problematisch ist die Vernachlässigung des Reifenverhaltens durch die Krafteinleitung direkt an der Radnabe. Hierdurch wird eine unmittelbare Abbildung gemessener Fahrbahnunebenheiten auf die Shakersteuerung erschwert, da das Reifenverhalten modellhaft berücksichtigt werden müsste. Abhilfe könnte die Einleitung der Anregungskraft am Reifen schaffen, was jedoch einen speziellen Unterbau unter dem Fahrzeug sowie leistungsstärkere elektrodynamische Schwingerreger verlangt. Von einer Modellierung des Reifenverhaltens wird Abstand genommen, da im untersuchten Frequenzbereich die Übertragungseigenschaften von Reifen nicht hinreichend genau beschrieben werden können.

## 4 Maßnahmen zur Schwingungsreduktion

Können mechanische Schwingungen aufgrund ihres Niveaus in der betrachteten Anwendung nicht toleriert werden, bieten sich unterschiedliche Ansätze zur Reduzierung an. Diese können sowohl *passiv* als auch *aktiv* sein, wobei die Kategorisierung der Maßnahme im Wesentlichen über die zwei Aspekte:

1. Externer **Energiebedarf**<sup>20</sup> und
2. Notwendigkeit einer **Regelung / Steuerung**

erfolgt. Wird für die Maßnahme weder eine äußere Energiequelle, noch eine Regelung (gleichgültig ob mechanisch oder elektronisch) benötigt, handelt es sich um einen rein passiven Ansatz. Muss zum Betrieb des Systems eine externe Energieversorgung zur Verfügung gestellt werden und benötigt die Lösung eine Regelung, handelt es sich um eine rein aktive Maßnahme. Durch diese Betrachtungsweise ergibt sich ein weiterer Bereich – die *semi-aktiven* Maßnahmen – für den jeweils nur ein Kriterium erfüllt ist.



**Bild 4.1:** Übersicht über Maßnahmen zur Schwingungsreduktion.

Das oben stehende Bild verdeutlicht die möglichen Maßnahmen zur Reduktion von Schwingungen im technischen Bereich, wobei die unterschiedlichen Ansätze einerseits nach ihrer physikalischen Wirkungsweise, andererseits nach typischen Kategorien sortiert sind. Die anwendungsspezifische Ausführung der Maßnahme wird in der Regel zunächst passiv sein, da hiermit bei vergleichsweise geringem technischem und finanziellem Aufwand gute Ergebnisse erzielt werden können. Erst wenn passive Maßnahmen an ihre technischen Grenzen stoßen oder von ihrer physikalischen Funktionsweise prinzipiell nicht geeignet sind, kommen aktive Umsetzungen zum Tragen. Diese können dann jedoch zu wesentlichen Verbesserungen führen. Semi-aktive Lösungen stellen hierbei einen Zwischenschritt dar, der zu einer Verbesserung verglichen mit rein passiven Ansätzen führt, jedoch nicht über das Potential vollständig aktiver Ansätze verfügt.

Neben der Einteilung in passiv, semi-aktiv und aktiv kann die Maßnahme nach dem Ort des Einsatzes in *Quelle*, *Transferpfad* und *Empfänger* unterschieden werden. Empfehlenswert ist hierbei möglichst nah am Ort der Schwingungsentstehung einzugreifen, um die Erregung der Struktur zu verhindern.

<sup>20</sup> Zum Entgegenwirken der Störung. Nicht relevant sind Hilfsenergien bspw. für Sensoren.

## 4.1 Passiv

Werden die verfügbaren passiven Maßnahmen zur Vibrations- und Geräuschreduktion näher untersucht, können verschiedene Ansätze unterschieden werden. Zu den wichtigsten gehören:

- **Verringerung bzw. Veränderung der Anregung.** Eine Verringerung der Anregung führt nach Gl. 2.1 direkt zu reduzierten Störungen. Weniger offensichtlich sind die in [129] vorgeschlagenen Maßnahmen zur Modifikation der Anregungsfunktion. Kann die Anregungen so verändert werden, dass Unstetigkeitsstellen vermieden werden, kann eine Verbesserung der Systemantwort erreicht werden, da breitbandige Anfachungen vermieden werden.
- **Beseitigung unnötiger Transferpfade.** Schall benötigt ein Transportmedium, um sich ausbreiten zu können. Bei Körperschall sind dies Festkörper wie Schrauben, Nieten oder Gehäusewandungen. Ist es möglich, diese Transferpfade zu beseitigen (oder zumindest aus schwingungstechnischer Sicht zu optimieren), ist auch die Schallausbreitung unterbunden.
- **Dämpfung der Resonanzen.** Bei schlecht gedämpften Systemen dominieren die Resonanzen die Schwingungsantwort. Durch die Erhöhung der Strukturdämpfung kann die Überhöhung der Resonanzen vermindert werden, wodurch sich unmittelbare Verbesserungen des Systemverhaltens ergeben.
- **Isolierung durch „weiche“ Lagerung.** Durch Einbringung einer isolierenden (weichen) Lagerung bspw. über Gummi- oder Federelemente kann eine Reduktion der Störungsübertragung in den isolierten Bereich erreicht werden.
- **Verschiebung der Resonanzen (Verstimmen).** Ist es möglich durch konstruktive Maßnahmen zu verhindern, dass Anregung und Strukturresonanz zusammen fallen, können Schwingungsprobleme vermieden werden. Diese Maßnahme eignet sich insbesondere für monofrequente Anregungen.
- **Tilgung.** Durch Ergänzung des Grundsystems um abgestimmte, schwingfähige Tilger ist es möglich, Resonanzen des Grundsystems zu reduzieren.

Darüber hinaus gibt es ergänzende Maßnahmen wie bspw. die gezielte *Leitung des Körperschallflusses* [21], die *Modifikation der Abstrahleigenschaften* [129] von Bauteilen und Komponenten oder der Einsatz von *Sperrmassen* sowie der *Impedanzanpassung* zur Reduktion der Körperschalleinleitung.

Nachteilig bei passiven Maßnahmen zur Schwingungsreduktion ist, dass sie

- nicht immer zum gewünschten Ergebnis führen (technologische Grenzen),
- häufig mit einer Erhöhung der Masse einhergehen (bspw. Tilgung, Bedämpfung),
- sich nicht selbsttätig auf veränderliche Randbedingungen einstellen oder
- aus technischen Gründen nicht realisierbar sind<sup>21</sup>.

---

<sup>21</sup> Bspw. eine Isolierung in einer Präzisionsanwendung die hohe Steifigkeiten verlangt.

Deshalb ist es erforderlich neue Verfahren zu entwickeln, die weitere Verbesserungen ermöglichen.

## 4.2 Semi-aktiv

Semi-aktive Lösungen zur Schwingungsreduktion unterscheiden sich von passiven Ansätzen durch den Bedarf externer Energie *oder* der Notwendigkeit einer Regelung jedoch nicht beides zugleich. Sie stellen somit einen Zwischenschritt vom Übergang auf eine aktive Lösung dar und können in vielen Anwendungen zu deutlichen Verbesserungen führen, verfügen jedoch nicht über das Potential voll-aktiver Ansätze. Beispiele für semi-aktive Lösungen sind:

- **Passiver Tilger**, dessen Resonanzfrequenz überwacht und nachgeregelt werden kann [78], [45], [97]. Hierbei kann die Abstimmung auf eine zu reduzierende Struktureigenfrequenz (klassischer Ansatz) oder aber eine dominante Anregungsfrequenz erfolgen.
- **Dämpfungselement mit regelbaren Parametern**, welches sich an die Fahrsituation anpasst (bspw. Continuous Damping Control CDC [117]).
- **Semi-aktive Dämpfung**, erzeugt bspw. mit piezokeramischen Aktoren durch Kopplung eines abgestimmten Schwingkreises, dessen Eigenschaften den Anforderungen der Anwendung nachgeführt werden können.

Insbesondere CDC – als Lösung zur Anpassung der Dämpfungseigenschaften an die Fahrsituation zur Verbesserung der Fahrsicherheit und Fahrdynamik – findet Anwendung in verschiedenen aktuellen Fahrzeuggenerationen. Allerdings dient CDC nicht zur Verbesserung der NVH-Eigenschaften.

Da der Fokus der Arbeit auf aktiven Maßnahmen zur Verbesserung der NVH-Eigenschaften von Pkw-Fahrwerkstrukturen liegt, die semi-aktiven Lösungen jedoch nur einen Zwischenschritt darstellen, werden diese nicht weiter betrachtet.

## 4.3 Aktiv

Aus den vorangegangenen Kapiteln resultiert, dass passive bzw. semi-aktive Lösungsansätze zu guten Ergebnissen führen können, jedoch systemimmanente Einschränkungen aufweisen, die zu Begrenzungen, sowohl bezogen auf die Einsatzmöglichkeit, als auch auf die Gesamtleistungsfähigkeit, führen. Zwei zentrale Schwachstellen passiver Ansätze können unterschieden werden:

- **Physikalische Einschränkungen**. Ein Beispiel hierfür ist die erforderliche Kompromissfindung bei der Wahl der Dämpfung einer mechanischen Isolation. Diese muss ausreichend hoch gewählt werden, um das Verhalten im Resonanzfall zu verbessern. Andererseits führt sie oberhalb der Resonanz zu Verschlechterungen. Aktive Maßnahmen können hier Abhilfe schaffen.
- **Fehlende Adaptivität** an sich ändernde Randbedingungen wie Temperatur, Zuladung oder Betriebszustand.

Mit Hilfe aktiver Maßnahmen können Lösungsmöglichkeiten für beide Schwachstellen aufgezeigt werden. Wie oben erläutert, sind aktive Schwingungsreduktionsmaßnahmen

durch *Energiebedarf* und *Regelungsaufwand* gekennzeichnet. Typischerweise wird unterschieden in:

- **Active Vibration Control**<sup>22</sup> (AVC), bei dem direkt an der mechanischen Struktur eingegriffen wird, um Schwingungen zu reduzieren. AVC ist nicht auf bestimmte Frequenzbereiche eingeschränkt und kann – wenn Vibrationen an schallabstrahlenden Flächen reduziert werden – auch zur Beeinflussung der Akustik verwendet werden.
- **Active Structural Acoustic Control** (ASAC). Auch hier wird direkt an der Struktur angegriffen, jedoch liegt der Fokus der Beeinflussung auf dem hörbaren Bereich, also letztlich auf der Verhinderung von Luftschallabstrahlung.
- **Active Noise Control** (ANC) als Methode zur Beeinflussung des Luftschallfeldes. Hierbei wird nicht versucht, die Schallabstrahlung zu verhindern, wie dies bei AVC und ASAC angestrebt wird, sondern das entstandene Schallfeld so zu beeinflussen, dass sich das wahrnehmbare Geräusch vermindert.

Bei AVC und ASAC ist der Ort des aktiven Eingriffs an die schwingende Struktur gekoppelt, da in beiden Fällen durch die Reduktion des Körperschallniveaus Einfluss auf die Abstrahlung genommen wird. Typische, technisch gut umsetzbare Aktoren hierfür sind:

- Piezokeramische Stapelaktoren (Stacks).
- Piezokeramische Flächenaktoren (Patches).
- Elektrodynamische Aktoren (Shaker).
- Elektromagnetische Aktoren.

Darüber hinaus können Aktoren basierend auf neuartigen Materialien<sup>23</sup> wie bspw. Magnetorehologische Fluide (MRF), Elektroaktive Polymere (EAP), Magnetostriktive Festkörper oder Elektorehologische Flüssigkeiten (ERF) eingesetzt werden. Lassen die Anforderungen der Anwendung (maßgeblich: Kräfte, Ansprechzeit, Stellwege) dies zu, sind auch Aktorprinzipien mit geringerem Dynamikumfang wie Hydraulik oder Pneumatik vorstellbar.

Bei ANC werden i.d.R. Lautsprecher eingesetzt, die das Schallfeld direkt beeinflussen. Hierbei ist der Ort des Eingriffs nicht an die schallverursachende Struktur gebunden, sondern orientiert sich an optimalen Schalleinleitungsstellen für das bestehende Schallfeld.

Bei allen Lösungsansätzen wird versucht, über eine Überlagerung von Stör- und Nutzsignal eine Verbesserung des Schwingungszustands zu erreichen. Bei ANC führt dies im einfachsten Fall zu Interferenz von Luftschallwellen im betrachteten Raum [55], [56] zeigt, dass der reine Interferenzansatz nicht immer hinreichend für die Erklärung der Funktionsweise ist. Bei AVC und ASAC kann durch Überlagerung von Kräften, Momenten oder Verschiebungen die Körperschallausbreitung beeinflusst werden. In allen Fällen muss jedoch das 3. Newtonsche Axiom<sup>24</sup> berücksichtigt werden. Dies gilt insbesondere für die später dargestellten Interface-Strukturen, die im Wesentlichen auf der Einleitung von Ver-

---

<sup>22</sup> Statt Control findet sich in der Literatur häufig auch Cancellation.

<sup>23</sup> Im angelsächsischen auch „smart materials“.

<sup>24</sup> Wechselwirkungsprinzip: actio = reactio.



schiebungen basieren, welche in Abhängigkeit der strukturdynamischen Eigenschaften des Einbauortes zu frequenzabhängigen Kräften führen.

Aktive Lösungsansätze benötigen neben dem Aktor als zentrales Wirkelement Sensoren, Signalkonditionierung und –verarbeitung, einen Regler sowie eine geeignete Energieversorgung über Verstärker. Sensoren und Verstärker müssen den Anforderungen der Anwendung wie Bandbreite oder Leistungsbedarf genügen, sollten somit keinen signifikanten Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems nehmen. Anders verhält sich dies bei der Wahl der Signalverarbeitungsalgorithmen. Durch Auswahl und Gestaltung des Reglers kann das Verhalten der aktiven Lösung maßgeblich beeinflusst werden. Wie in Kapitel 2.2 gezeigt, werden *Rückkopplungssysteme (Feedback)* und *Steuerungen (Feedforward)* unterschieden. Durch die Überlagerung adaptiver Komponenten können die Regelalgorithmen ihre Eigenschaften in begrenztem Umfang an veränderliche Randbedingungen anpassen und somit das Ergebnis weiter optimieren. Regelkonzepte, die in der vorliegenden Arbeit untersucht werden, sind das *Integrated Force Feedback (IFF)* sowie die *aktive Dämpfung*, die in Kapitel 2.2.1 behandelt wurden.

Wesentlicher Vorteil der aktiven Schwingungsreduktion gegenüber passiven oder semi-aktiven Maßnahmen ist die Möglichkeit in Systeme einzugreifen, bei denen passive Lösungen an ihre technischen Grenzen gestoßen sind, oder wo ein Einsatz passiver Maßnahmen schlicht nicht möglich ist. Darüber hinaus ist die einfache und ggf. automatisierte Adaption an veränderliche Randbedingungen resultierend aus Zuladung, Temperatur oder Alterung in vielen Anwendungen von großem Nutzen.

Wesentlicher Nachteil aller aktiven (sowie semi-aktiven) Maßnahmen ist der auftretende Mehraufwand sowohl bezogen auf die Auslegung, als auch auf mögliche Kosten.

#### 4.3.1 Active Vibration Control im Pkw-Fahrwerk

Ziel der Arbeit ist die Reduktion vibroakustisch relevanter Schwingungen, die im Latsch entstehen und über das Fahrwerk in die Karosserie eingeleitet werden. Drei Eingriffsorte erscheinen für den Einsatz aktiver Maßnahmen im Fahrwerk geeignet:

- am Radträger (außerhalb des Kraftflusses),
- an den Verbindungsstellen zur Karosserie (außerhalb des Kraftflusses) oder
- an den Komponenten Feder und Dämpfer jeweils karosserieseitig (im Kraftfluss).

Bei Fahrzeugen, deren Achssystem über ein Hilfsschemel verfügt, ist darüber hinaus der Einsatz am Lagerpunkt zwischen Hilfsschemel und Karosserie denkbar.

Weitere Aspekte, die aus der Wahl des Einsatzortes resultieren und die konstruktive Umsetzung der aktiven Lösungen beeinflussen, werden in Kapitel 5 erörtert. Grundsätzliche Eigenschaften der erforderlichen Komponenten (Aktoren, Sensoren, Regelungselektronik), die im Kontext der Anwendung im Fahrwerk relevant sind, sollen jedoch kurz dargestellt werden.

Dem Aktor als zentrales Element der aktiven Schwingungsreduktion kommt eine besondere Bedeutung zu. Können in den Bereichen Sensorik und Signalverarbeitung häufig Serienprodukte Einsatz finden, muss im Bereich des Aktors fast immer eine Anpassung an die gegebene Anwendung bezogen auf Bauraum, Lasten, Integrationsmöglichkeit und aktive Performance erfolgen. Im Wesentlichen können *Inertialmassenaktoren*, *aktive Tilger*

sowie *Körperschallinterfaces* unterschieden werden. Herausragendes Unterscheidungsmerkmal ist die Lage der Aktorik bezogen auf den Kraftfluss in der Anwendung (statisch und dynamisch). Inertialmassenaktoren und Tilger liegen außerhalb, Interface-Strukturen innerhalb des Kraftflusses. Hieraus ergeben sich verschiedene Vor- und Nachteile der Ansätze, auf die im Weiteren kurz eingegangen wird.

#### 4.3.1.1 Körperschallinterface

Der Begriff Interface beschreibt einen Aktor, der direkt in den Kraftfluss integriert wird und somit unmittelbar Einfluss auf die Körperschallübertragung nimmt. Im Gegensatz zu Inertialmassenaktoren und aktiven Tilgern, die nur punktuell Kräfte einleiten können, ist durch den Einsatz aktiver Interfaces eine erweiterte Wirksamkeit möglich, da die Körperschallausbreitung behindert wird.

Interfaces können auf beliebigen Wandlerprinzipien basieren, allerdings besitzen Festkörperaktoren den Vorteil, dass sie keine Energie zur Abstützung der passiven Lasten benötigen. Deshalb basieren Interface-Strukturen typischerweise auf piezokeramischen oder magnetostriktiven Stellgliedern. Dennoch soll betont werden, dass auch der Einsatz von elektrodynamischen, elektromagnetischen und bei reduzierten Anforderungen an den Dynamikumfang hydraulischen oder pneumatischen Stellgliedern im Prinzip möglich ist. In Anwendungen im Fahrwerk erscheinen jedoch nur piezobasierte Interfaces zielführend zu sein, da diese die ohnehin angespannte Energiesituation im Kraftfahrzeug am geringsten belasten. Im Vergleich zu magnetostriktiven Materialien besitzen Piezokeramiken vier entscheidende Vorteile:

- 1) Die Keramiken sind sehr gut verfügbar und seit Jahren im kommerziellen Einsatz.
- 2) Es sind Aussagen über ihre Lebensdauer, Zuverlässigkeit und ihr Langzeitverhalten vorhanden.
- 3) Erforderliche Verstärker und Elektronikkomponenten sind – zumindest für den Laborgebrauch – ausgereift.
- 4) Durch den Einsatz sogenannter Low-Cost Aktoren, wie sie bspw. in Common-Rail-Systemen Anwendung finden, können sehr preiswerte Systeme umgesetzt werden, die auch Potential für spätere Serienumsetzungen besitzen [136], [103].

Der prinzipielle Aufbau von Interfaces ist denkbar einfach. Am Ort des Eingriffs wird lediglich eine ausreichend dimensionierte Keramik in der gewünschten Wirkrichtung eingebettet. Darüber hinaus muss über konstruktive Maßnahmen sichergestellt werden, dass unzulässige Lasten wie Schub, Torsion oder Biegung die Keramik nicht erreichen. [119] und [34] zeigen, dass Interfaceaktoren als Verschiebungsaktoren wirken, wenn die Steifigkeit der Keramik im Vergleich zu den dynamischen Steifigkeiten der Anwendung ausreichend hoch ist. Ein Aufprägen einer elektrischen Ladung führt in diesem Fall unmittelbar zu einer Verschiebung der beiden Ebenen der Interfaces (vgl. Bild 4.2).



- 2) Die dynamischen Anforderungen die aus der jeweiligen Anwendung resultieren müssen erfüllt werden. Hierbei sind der *zu beeinflussende Frequenzbereich* und die zugehörige erforderliche *frequenzabhängige Verschiebung* zu nennen. Für die Bestimmung dieser Größen ist eine umfassende Kenntnis über die Art und Größe der Anregung und des strukturdynamischen Verhaltens des Gesamtsystems notwendig. Aus Anregung und Strukturverhalten kann der zu beeinflussende Bereich definiert werden, woraus sich direkt die weiteren Anforderungen an das aktive System ableiten lassen.

Mathematisch lassen sich die erforderlichen frequenzabhängigen Verschiebungen aus der Überlagerung der Anregung mit dem Systemverhalten nach

$$H_{ij}(\omega) \cdot X_j(\omega) = X_i(\omega) \quad (4.1)$$

herleiten. Wird das Interface zwischen zwei Freiheitsgrade eines diskret aufgebauten, schwingfähigen Systems eingebunden, ist es hinreichend die Relativverschiebung zwischen den beiden Freiheitsgraden kompensieren zu können. Allerdings gilt zu beachten, dass bei dieser Auslegungsmethode ggf. ungenügend Stellweg zur Verfügung steht, um auch Einfluss auf weitere Freiheitsgrade des Systems zu nehmen. Sollen auch diese berücksichtigt werden, muss die entsprechende Übertragungsfunktion zwischen Einbauort und Freiheitsgrad zur Bestimmung der erforderlichen Verschiebungen herangezogen werden. Die im aktiven Betrieb entstehenden dynamischen Kräfte ergeben sich wiederum aus der Differentialgleichung des mechanischen Systems. Ein aktives Interface basierend auf Krafterückführung erzeugt demnach Reaktionskräfte, indem es sich als Verschiebungsaktor an dynamischen Massen und Steifigkeiten „abstützt“.

## Modellierung

Drei Modelle für die Abbildung piezokeramischer Interface-Strukturen sind üblich:

- Modellierung als **Kraftaktor**,
- Modellierung als **Verschiebungsaktor**,
- Modellierung als **Vier-Pol**.

Wird das Interface als *Kraftaktor* aufgefasst; ergibt sich durch den Zusammenhang

$$F = c_{33}^E \cdot d_{33} \cdot E_3 \cdot A^{-1} \quad (4.2)$$

mit dem Steifigkeitskoeffizienten  $c_{33}^E$ , dem Piezomodul  $d_{33}$  sowie der Aktorfläche  $A$  ein Zusammenhang zwischen der Aktorkraft  $F$  und der aufgeprägten elektrischen Feldstärke  $E$  [77]. Allerdings wird bei dieser Form der Modellierung der Einfluss der strukturdynamischen Eigenschaften des umgebenden Systems auf die resultierende Kraftwirkung vernachlässigt, was eine starke Vereinfachung darstellt. Geeignet ist diese Modellierung deshalb insbesondere dann, wenn das umgebende System im Arbeitsbereich des Interfaces steifigkeits- oder massendominiert ist. Finden sich Resonanzstellen im Arbeitsbereich, ist die Modellierung als Kraftaktor problematisch.

Wird ein Interface hingegen als *Verschiebungsaktor* betrachtet, ergibt sich durch

$$\Delta x = \pm E \cdot d_{33} \cdot L \quad (4.3)$$

eine Verschiebung, die in das umgebende System eingepägt wird [114]. Auch hierbei wird der Einfluss der strukturdynamischen Eigenschaften des umgebenden Systems auf die aktorische Wirkung vernachlässigt, was wiederum eine starke Vereinfachung darstellt. Allerdings ergibt sich durch die Aufprägung einer Verschiebung die resultierende Kraft in Abhängigkeit der Systemeigenschaften. Deshalb ist diese Modellierung insbesondere dann geeignet, wenn sich das umgebende System im Vergleich zu der Aktorik „weich“ verhält, was im Bereich von Resonanzen zutrifft.

Neben der Modellierung als Kraft- bzw. Verschiebungsaktor ist auch die Abbildung als 4-*Pol* möglich. Hierbei gelten die in Kapitel 4.3.1.2 dargestellten Zusammenhänge (Gl 4.1 bis Gl. 4.9). Besonders vorteilhaft ist die Modellierung auf Leistungsbasis, was eine einfache Verknüpfung mit Komponenten anderer Domänen (bspw. Verstärker, Sensoren u.ä) ermöglicht.

### Sensoren

Ähnlich wie bei den in Kapitel 4.3.1.2 beschriebenen Inertialmassenaktoren können auch bei Interface-Strukturen sowohl Kraft- als auch Beschleunigungssensoren Verwendung finden. Allerdings empfiehlt [119] Kraftsensoren, wenn das Interface zur Schwingungsdämpfung eingesetzt werden soll. Neben einer garantierten Stabilität bei ortsgleicher Anordnung von Sensor und Aktor ist insbesondere die bessere Eignung der Kraftmessung für die auftretenden Störgrößen wichtig (vgl. Kapitel 4.3.1.2). Bei Verwendung als aktive Schwingungsisolation bzw. in Kombination mit einem modellbasierten Regelansatz können auch Beschleunigungsaufnehmer verwendet werden [33], [34], [142]. Für eine aktive Dämpfung sind hingegen die Relativgeschwindigkeiten zu ermitteln.

### Regelungskonzepte

Zur Regelung aktiver Interfaces sind verschiedene Konzepte vorstellbar. Bevorzugt werden vier Klassen:

- 1) *P(ID)* Regler, bspw. für eine Geschwindigkeitsrückführung. Das benötigte Geschwindigkeitssignal kann aus der gemessenen Beschleunigung durch Integration erzeugt werden.
- 2) *Integrated Force Feedback (IFF)* nach [119], bei der das Integral der Kraft an der Kontaktfläche zwischen Interface und beruhigter Struktur zurückgeführt wird.
- 3) *Modellbasierte Regler* (bspw.  $H_2$ ,  $H_\infty$  oder Modalregler), die jedoch immer verlässliche Informationen über die Regelstrecke benötigen.
- 4) *Adaptive Steuerungen* (bspw. filtered xLMS), die sich selbsttätig an sich ändernde Randbedingungen anpassen können.

Insbesondere PID- und IFF Regler sind für automobiler Anwendungen aufgrund der geringen Anforderungen an die benötigte Elektronik interessant<sup>25</sup>. Aus diesem Grund soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit zunächst nur das Potential dieser Regelkonzepte bewertet werden.

---

<sup>25</sup> Modellbasierte Regler und Adaptive Steuerungen benötigen i.d.R. kostenintensive Digitale Signalprozessoren (DSP), wohingegen bei PID- und IFF eine Umsetzung in einfachen analogen Schaltungen vorstellbar ist.

Nach [35] kann die Systemantwort bei Anregung durch ein aktives Interface unter Verwendung von Geschwindigkeitsrückführung durch

$$G_v(s) = \frac{v_e(s)}{f_a(s)} = \frac{Y_e(s)}{1 + Z_m(s)(Y_b(s) + Y_e(s))} \quad (4.4)$$

abgebildet werden, wobei  $Y$  die jeweiligen Admittanzen und  $Z$  die Impedanzen gemäß Bild 4.2 darstellen. Bei IFF ergibt sich das Verhalten zu

$$G_i(s) = \frac{i_e(s)}{f_a(s)} = \frac{1/s}{1 + Z_m(s)(Y_b(s) + Y_e(s))} \quad (4.5)$$

Verhält sich der Aufbau  $Y_e$  wie eine starre Masse, führen IFF und Geschwindigkeitsrückführung zum gleichen Resultat. In der Realität verfügt der Aufbau typischerweise über ausgeprägte Resonanzen, sodass Unterschiede zwischen den beiden Regelkonzepten hervortreten. So zeigt [35], dass bei Geschwindigkeitsrückführungen nur dann Stabilität garantiert werden kann, wenn mindestens folgende zwei Bedingungen erfüllt sind:

- 1) Die strukturdynamischen Eigenschaften des Aufbaus sind steifigkeitsdominiert.
- 2) Die strukturdynamischen Eigenschaften des Unterbaus  $Y_b$  sind massendominiert.

Darüber hinaus muss das Interface bestimmte Steifigkeitsanforderungen erfüllen (vgl. [35]). Im Gegensatz hierzu zeigt [35], dass bei Verwendung von IFF stets Stabilität garantiert ist<sup>26</sup>. Auch wird das Gesamtsystem mit zunehmender Interfacesteifigkeit tendenziell stabiler (im regelungstechnischen Sinne), was für die Verwendung von Piezokeramiken spricht. Beide Regelungskonzepte werden für die weiteren Untersuchungen berücksichtigt.

### Wandlermaterialien und Leistungsverstärker

Die direkte Integration der Aktorik in den Kraftfluss und damit verbunden die lasttragende Funktion, ist ein wesentliches Merkmal von Körperschallinterfaces. Insbesondere piezokeramische Stapelaktoren sind hierfür aufgrund ihrer Kostenstruktur und Verfügbarkeit gut geeignet, so dass für die Ansteuerung aktiver Interfaces elektrische Verstärker zum Betrieb kapazitiver Lasten benötigt werden.

Piezokeramiken werden typischerweise in Hochvoltkeramiken ( $U < 1000 \text{ V}$ ) bei vergleichsweise geringen elektrischen Kapazitäten im Bereich einiger nF<sup>27</sup> und damit verbundenen kleinen elektrischen Strömen, sowie Niedervoltkeramiken ( $U < 200 \text{ V}$ ) bei vergleichsweise großen Kapazitäten im Bereich von  $\mu\text{F}$  und entsprechend größeren Strömen unterschieden. Aufgrund des Einsatzes im Kraftfahrzeug sind wiederum nur Alternativen mit großem Kosteneinsparpotential sinnvoll einsetzbar. Wie in Kapitel 4.3.3 gezeigt wird, existieren Low-Cost Varianten im Bereich der Niedervoltkeramiken, sodass geeignete Verstärkerschaltungen entsprechend ausgelegt werden müssen [133], [136]. Bei der Verwendung piezokeramischer Festkörperaktoren müssen Besonderheiten des inversen piezoelektrischen Effekts gestapelter Aktoren berücksichtigt werden. Insbesondere auf den stark

<sup>26</sup> Unter Vernachlässigung der dynamischen Sensor- und Verstärkereigenschaften.

<sup>27</sup> Die Kapazität kann nur als Richtwert angegeben werden, da sie maßgeblich von den Aktordimensionen abhängt (Querschnitt, Anzahl der Schichten).

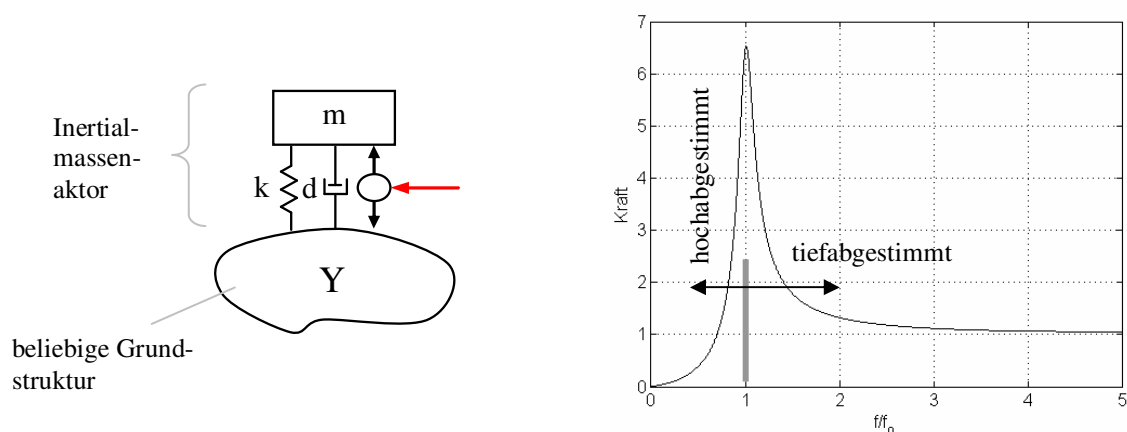
nichtlinearen Verlauf des Stellwegs über der aufgeprägten elektrischen Spannung muss Rücksicht genommen werden [128] [134].

Im Vergleich zu bspw. piezobasierten Inertialmassenaktoren wird typischerweise eine deutlich größere keramische Querschnittsfläche benötigt. Diese führt jedoch unmittelbar zu größeren elektrischen Kapazitäten und somit zu größeren Ansteuerströmen und Leistungen, was als Nachteil aktiver Interface-Konzepte zu werten ist. Beinhaltet die Leistungsverstärkung allerdings ein Energierückgewinnungskonzept spielt dies eine deutlich geringere Rolle, da der Großteil der aufgrund größerer Querschnittsfläche benötigten Leistung als Blindleistung rückgewinnbar ist. Anderenfalls verschlechtert sich jedoch der Gesamtwirkungsgrad. Zu beachten sind in diesem Fall die ggf. auftretenden impulsartigen Aktorerregungen infolge des digital nachgebildeten Verstärkerausgangssignals.

#### 4.3.1.2 Inertialmassenaktor

Inertialmassenaktoren werden in unterschiedlichen Anwendungen seit langem erfolgreich eingesetzt, wobei ihr Schwerpunkt bei der Erzeugung von Schwingungen bspw. als Shaker in Modalanalysen liegt. Die Funktionsweise basiert auf der Nutzung der Massenträgheit zur Generierung von Reaktionskräften an einem definierten Kraftangriffspunkt (vgl. Bild 4.3).

Durch gezielte Beschleunigung der Inertialmasse bspw. über eine Tauchspule (elektrodynamisches Prinzip) kann eine Reaktionskraft erzeugt werden, wobei diese zusätzlich von den strukturdynamischen Eigenschaften des Krafteinleitungspunktes abhängig ist. Grundsätzlich kann bei der konstruktiven Gestaltung eines Inertialmassenaktors in *hoch-* bzw. *tiefabgestimmtes* Verhalten unterschieden werden. Diese Unterscheidung bezieht sich nach [105] auf das Verhältnis des genutzten Arbeitsbereichs zur ersten Eigenfrequenz des Feder-Masse-Systems bestehend aus Inertialmasse und deren mechanische Aufhängung (=Feder) in Wirkrichtung.



**Bild 4.3: Funktionsprinzip Inertialmassenaktor (links). Kraft-Frequenzverlauf bei hoch- bzw. tiefabgestimmtem Systemverhalten (rechts).**

Bei tiefabgestimmten Inertialmassenaktoren befindet sich der Arbeitsbereich oberhalb der ersten Eigenfrequenz, weshalb diese typischerweise so tief wie technisch möglich gelegt wird. Vorteilhaft ist die verringerte Frequenzabhängigkeit der Aktorkraft. Problematisch kann jedoch die Verschiebung der Inertialmasse aufgrund äußerer Kräfte sein, wie sie bspw. beim Beschleunigungsvorgang im Fahrzeug auftreten. Selbst kleine Beschleunigung-

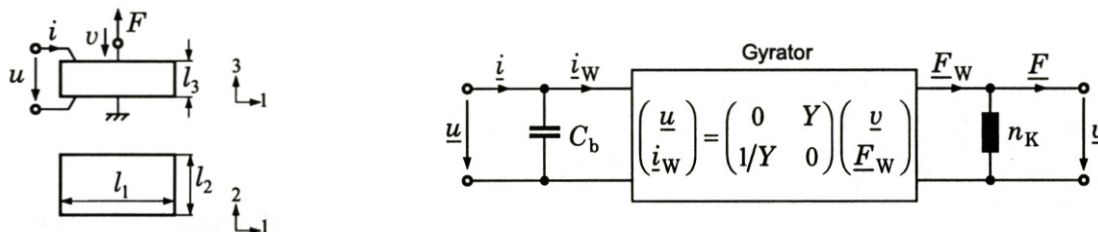
gen können durch die weiche Lagerung der Reaktionsmasse dazu führen, dass die konstruktiv gegebenen Stellwege ausgeschöpft werden und ein „Anschlagen“ erfolgt. Darüber hinaus werden alle impulsartigen Ereignisse bspw. die Überfahrt von Dehnfugen zur Anregung der ersten Aktoreigenfrequenz führen, was wiederum unzulässige Verschiebungen im Aktorsystem zur Folge haben kann sowie ggf. zusätzliche Störungen verursacht. Diese Verschiebungen aufgrund der auftretenden äußeren Lasten können zu einer starken Funktionseinschränkung in bewegten Anwendungen führen.

Deshalb bieten sich in mobilen Anwendungen hochabgestimmte Inertialmassenaktoren an, bei denen die erste Eigenfrequenz deutlich oberhalb des Arbeitsbereichs liegt. Hierdurch können die oben genannten Schwierigkeiten beim Einsatz aktiver Inertialmassenaktoren umgangen werden, allerdings zu Lasten der aktorischen Performance. Durch die starke Frequenzabhängigkeit der resultierenden Aktorkraft sind im unteren Frequenzbereich schlechtere aktorische Leistungen zu erwarten.

Ähnlich wie bei den Körperschallinterfaces bieten sich auch hier Festkörperaktoren basierend auf dem inversen piezoelektrischen Effekt in Stapelbauweise an, da Kosten, Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit den Anforderungen im Pkw am nächsten kommen (vgl. Kapitel 4.3.1.1).

### Modellierung

Die Umsetzung hochabgestimmter Inertialmassenaktoren ermöglicht – neben dem Einsatz bekannter Wirkprinzipien für tiefabgestimmte Systeme basierend auf elektrodynamischen oder –elektromagnetischen Effekten – den Einsatz von Festkörperaktoren (z.B. piezokeramische oder magnetostruktive Aktoren). Vorteilhaft hierbei ist, dass der Einsatz von Festkörperaktoren den Anforderungen nach einer „steifen“ Lagerung der Reaktionsmasse durch die ohnehin vorhandene hohe Eigensteifigkeit des Aktors entgegen kommt.



**Bild 4.4:** Modell der Keramik als „freier Dickenschwinger“ (links) und mathematische Beschreibung einer aktorisch wirkenden Piezokeramik als 4-Pol (rechts) nach [92].

Die mathematische Beschreibung der Wirkung eines Inertialmassenaktors verdeutlicht diese Zusammenhänge nochmals (vgl. Bild 4.4). Nach [92] kann eine aktorisch wirksame Piezokeramik als 4-Pol gemäß

$$\begin{bmatrix} \underline{u} \\ \underline{i}_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & Y \\ 1/Y & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{v} \\ \underline{F}_w \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

beschrieben werden. Die aufgeprägte elektrische Spannung  $\underline{u}$  sowie die Geschwindigkeit  $\underline{v}$  sind hierbei die Differenzgrößen des Systems, der elektrische Strom  $\underline{i}_w$  und die Kraft  $\underline{F}_w$  die korrespondierenden Flussgrößen. Differenz- und Flussgrößen werden über die gyratorische Wandlerkonstante  $Y$  miteinander verbunden, welche die Verbindung zwischen der



elektrischen und der mechanischen Wirkung der Piezokeramik beschreibt. Zur vollständigen mathematischen Modellierung sind die Fläche

$$A_{el} = A_{mech} = l_1 \cdot l_2 \quad (4.7)$$

die Schichtdicke der Keramik (Einzelschicht)

$$l_{el} = l_{mech} = l_3 \quad (4.8)$$

die piezoelektrische Kraftkonstante

$$e = d_{33} / s_{33}^E \quad (4.9)$$

die Dielektrizitätskonstante

$$\varepsilon = \varepsilon_{33}^E \left( 1 - d_{33}^2 / \varepsilon_{33}^T s_{33}^E \right) \quad (4.10)$$

die mechanische Steifigkeit (Einzelschicht)

$$c = 1 / s_{33}^E \quad (4.11)$$

der Kopplungsfaktor

$$k^2 = k_d^2 = d_{33}^2 / \varepsilon_{33}^T s_{33}^E \quad \text{hier auch } k^2 = \frac{1}{1 + Y^2 C_b / n_K} \quad (4.12)$$

die elektrische Kapazität der Keramikschicht (Einzelschicht)

$$C_b = \varepsilon A_{el} / l_{el} \quad (4.13)$$

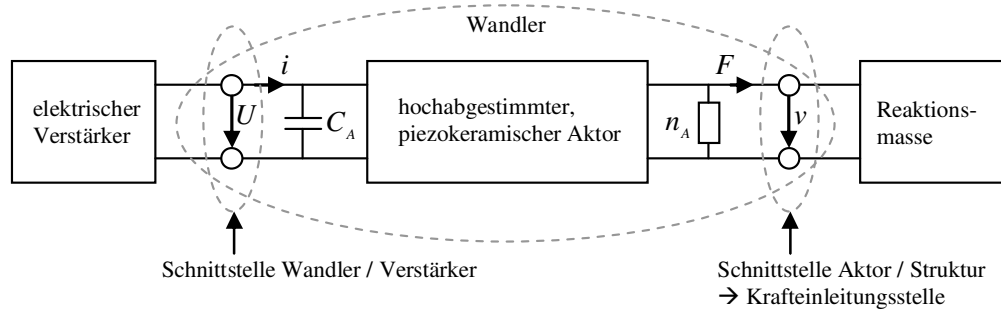
sowie deren Nachgiebigkeit

$$n_K = \frac{1}{c} \frac{l_{mech}}{A_{mech}} \quad (4.14)$$

erforderlich. Handelt es sich um einen Stapelaktor aus Einzelschichten, muss dies bei der Berechnung berücksichtigt werden.

Besonders vorteilhaft an der 4-Pol-Darstellung ist der zugrundeliegende Leistungsansatz. Somit können Komponenten aus den Bereichen Elektrotechnik und Mechanik in einheitlicher Form beschrieben werden, wodurch eine durchgängige Modellierung des Gesamtsystems möglich wird. Problematisch kann jedoch die zugrundeliegende Linearitätsannahme sein, die für Piezokeramiken nur im Kleinsignalbereich bzw. im Umfeld von „Arbeitspunkten“ erfüllt ist.

Wird die Piezokeramik für einen hochabgestimmten Inertialmassenaktor mit einer Masse  $m$  verbunden, ergibt sich das in Bild 4.5 dargestellte Gesamtsystem. Mit dieser Konfiguration wird eine maximale Reaktionskraft bei Ankopplung „gegen fest“ erreicht.



**Bild 4.5: Modell hochabgestimmter Inertialmassenaktor als 4-Pol.**

Da eine unverschiebbare Ankopplung in technischen Systemen kaum realisierbar ist, wird die tatsächlich eingeleitete Kraft entsprechend geringer ausfallen. Durch die mathematische Beschreibung als 4-Pol ist eine Ergänzung des Modells um das Verhalten der Realstruktur jedoch problemlos möglich. Auch kann der Einfluss elektrischer Verstärker berücksichtigt werden. Besonders vorteilhaft ist hierbei die Möglichkeit, dass das Strukturverhalten durch Impedanzmessungen an der Realstruktur ermittelt werden kann und somit ggf. auftretende Modellierungsprobleme (bspw. bei einem Finite-Elemente-Ansatz) umgangen werden können.

Bei der oben dargestellten Beschreibungsform bleiben allerdings konstruktiv relevante Fragestellungen wie der erforderliche Stellweg, auftretende mechanische Spannungen oder die Bereitstellung der benötigten elektrischen Leistung unberücksichtigt. Diese können jedoch nur bei gegebenen technischen Randbedingungen, die aus der jeweiligen Anwendung resultieren, bestimmt werden, sodass an dieser Stelle nicht näher auf sie eingegangen wird<sup>28</sup>.

Aus der Gesamtsystembetrachtung geht hervor, dass die resultierende Kraftwirkung eines Inertialmassenaktors maßgeblich von der zur Verfügung gestellten Inertialmasse sowie der elektrischen Leistung abhängt. Typischerweise sind mit dem Einsatz derartiger Systeme relevante Zusatzmassen verbunden, die in mobilen Anwendungen nur eingeschränkt toleriert werden. Aufgrund des sehr einfachen, robusten Aufbaus, der Skalierbarkeit sowie der Möglichkeit der gleichzeitigen Beeinflussung mehrerer Freiheitsgrade über entsprechende Aktormodule wird trotz dieser Einschränkungen das Konzept der hochabgestimmten Inertialmassenaktoren für die Umsetzung einer aktiven Lösung im Kfz berücksichtigt.

Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die Inertialmassenaktoren auch als *Kraftaktoren* bezeichnet, da sie in erster Näherung und unter Vernachlässigung der dynamischen Eigenschaften des Einsatzortes eine regelbare Kraft einleiten können, die zur aktiven Schwingungsreduktion verwendet werden kann.

### Sensoren

Sowohl Kraft- als auch Beschleunigungsaufnehmer können als Sensoren für Kraftaktoren eingesetzt werden. Kraftsensoren verfügen nach [119] über den Vorteil, dass sie die auftretende Störgröße weitestgehend frequenzunabhängig messen können. Somit sind auch bei geringen Frequenzen kleine Störungen (Kräfte) gut messbar. Die auftretende Beschleunigung ist nach

<sup>28</sup> In Kapitel 5 sind diese gegeben, sodass weitere Auslegungen möglich sind.

$$\ddot{x} = -A\varpi^2 \sin(\varpi \cdot t) \quad (4.15)$$

hingegen stark von der Frequenz  $\varpi$  und der Wegamplitude  $A$  der Störung abhängig. Bei niedrigen Frequenzen und kleinen Amplituden (was mit der Messung kleiner Kräfte vergleichbar ist) kommen Beschleunigungsaufnehmer somit schneller an ihre physikalischen Grenzen. Dennoch sprechen verschiedene Vorteile für den Einsatz von Beschleunigungssensoren für Kraftaktoren. Hierbei sind drei von besonderer Bedeutung:

- 1) Beschleunigungssensoren können problemlos in aktive Inertialmassenaktoren integriert werden. Hierbei bestehen im Vergleich zu Kraftsensoren deutlich größere Freiheiten bei der Wahl des Einbauortes, da Kraftsensoren zwangsläufig direkt am Krafteinleitungspunkt platziert sein müssen.
- 2) Beschleunigungsaufnehmer mit guten messtechnischen Eigenschaften finden sich in einer Vielzahl von Ausführungen am Markt. Hierunter sind auch sehr preiswerte Varianten. Insbesondere vor dem Hintergrund einer späteren kommerziellen Umsetzung ist die Frage nach den späteren Komponentenkosten von hoher Bedeutung.
- 3) Aus dem Beschleunigungssignal kann durch Integration ein Geschwindigkeitssignal erzeugt werden, dass zur Aufprägung von *aktiver Dämpfung* benötigt wird.

### Regelungskonzepte

Die Wahl der Sensoren kann nicht allein anhand der Verfügbarkeit oder der Kosten festgemacht werden. Insbesondere auf das gewählte Regelkonzept muss Rücksicht genommen werden, um Probleme in der späteren Umsetzung zu vermeiden. Kraftaktoren können mit unterschiedlichen Konzepten betrieben werden. Am häufigsten wird jedoch die direkte Rückführung der gemessenen Beschleunigung am Ort der Krafteinprägung durch einen I-Regler umgesetzt, auch als aktive Dämpfung bezeichnet (vgl. Kapitel 2.2.1).

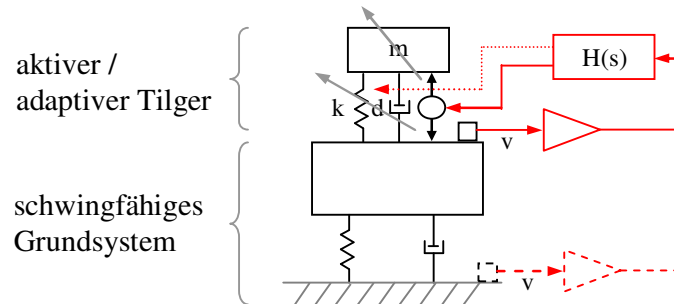
Daneben können auch komplexere Regelalgorithmen wie das *IMSC*,  $H_2$ ,  $H_\infty$  oder Steuerungen wie das *Filtered xLMS* umgesetzt werden. Diese verursachen jedoch einen deutlich erhöhten Aufwand im Bereich der Signalverarbeitungshardware und entsprechend hohe Kosten, weshalb sie in der gegebenen Automobilanwendung nicht berücksichtigt werden können.

### Wandlermaterialien und Leistungsverstärker

Da gezeigt werden konnte, dass herkömmliche, tiefabgestimmte Kraftaktoren nicht ohne besondere Vorkehrungen in mobilen Anwendungen eingesetzt werden können und piezokeramische Materialien wesentliche Vorteile gegenüber anderen Festkörperwandlern aufweisen, werden für den Betrieb aktiver Inertialmassenaktoren elektrische Verstärker zum Betrieb kapazitiver Lasten benötigt. Bezüglich der notwendigen Wandlermaterialien und Leistungsverstärker gelten die gleichen Anforderungen und Umsetzungskonzepte wie in Kapitel 4.3.1.1 beschrieben. Allerdings werden im Vergleich zu Interfaces i.d.R. geringere elektrische Kapazitäten benötigt, da die Aktorik nicht direkt im Kraftfluss liegt. Dies führt typischerweise zu geringeren Leistungsanforderungen an die Verstärker.

### 4.3.1.3 Aktive / adaptive Tilger

Verschiedene Autoren stellen *adaptive Tilger* als Aktoren zur Reduktion störender Schwingungen und Vibrationen vor [78], [77], [45]. Das Funktionsprinzip basiert auf einem herkömmlichen Tilger (vgl. Kapitel 4.1), dessen Resonanzfrequenz an die veränderlichen Eigenschaften der Anwendung bspw. durch Veränderung der Tilgersteifigkeit automatisiert angepasst werden kann (semi-aktiver Ansatz vgl. Bild 4.6).



**Bild 4.6:** Funktionsprinzip aktiver / adaptiver Tilger.

Durch die Überlagerung des oben genannten Inertialmassenaktorprinzips bspw. über eine Tauchspule, die die ohnehin vorhandene Masse zusätzlich beschleunigt, kann ein derartiges Tilgersystem auch außerhalb seiner Resonanzfrequenz relevante Kräfte erzeugen, was zu einem *aktiven Tilger* führt.

Die mathematische Beschreibung setzt sich aus den in Kapitel 4.1 dargestellten Zusammenhängen und der vorangegangenen Beschreibung des Inertialmassenaktors zusammen, die gemäß dem Superpositionsprinzips überlagert werden.

Besonders geeignet ist dieser Ansatz für Anwendungen, die durch eine dominierende aber veränderliche Anregungs- oder Resonanzfrequenz bestimmt werden (vgl. auch Kapitel 4.2). Hier ist die bewährte Funktionsweise der passiven Tilgung von Vorteil. Durch die Überlagerung von inertialmassenbasierten Reaktionskräften kann darüber hinaus eine breitbandige Einsetzbarkeit des Ansatzes erreicht werden, sodass auch Störungen jenseits der Resonanzfrequenz beeinflusst werden können. Wie auch bei den Inertialmassenaktoren ist jedoch stets mit einem Massenzuwachs zu rechnen. Da im gegebenen System eine breitbandige Wirkungsweise zwingend erforderlich ist, soll dieser Ansatz unberücksichtigt bleiben.

### 4.3.2 Auslegungsmethodik

Wie in den vorangegangenen Kapiteln erkennbar, können aktive Lösungsansätze basierend auf Körperschallaktoren, Tilgern oder Interfaces nur bei genauer Kenntnis der Anwendung und unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Arbeitsgebiete (Mechanik, Elektronik, Informatik, Funktionswerkstoffe) optimal ausgelegt werden. Um die Gesamtsystementwicklung zu strukturieren, wird ein zweigeteiltes Vorgehen gemäß Bild 4.7 vorgeschlagen.

Durch Verknüpfung experimenteller und simulativer Ansätze kann das Gesamtsystemverhalten, bestehend aus aktiver Lösung und passivem Strukturverhalten, frühzeitig bestimmt und gestaltet werden.

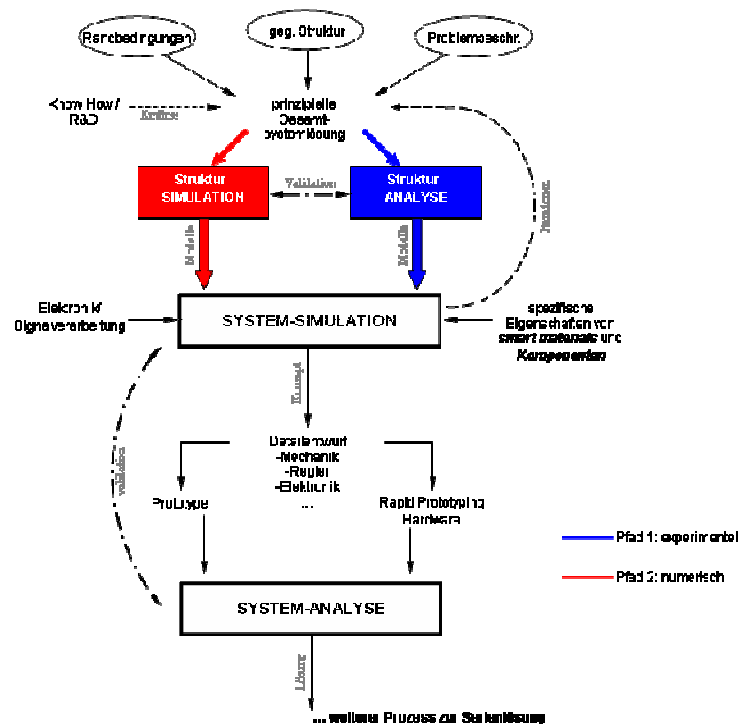


Bild 4.7: Entwicklungsmethodik zum Entwurf aktiver Systeme.

Als Eingangsdaten sind die Zielstruktur, technische und wirtschaftliche Randbedingungen sowie die Eingrenzung des Schwingungsproblems erforderlich. Durch die Gesamtsystem-simulation, die von dem Verhalten der Elektronik (bspw. Verstärker und Signalverarbeitung) sowie den spezifischen Besonderheiten der verwendeten Funktionswerkstoffen beeinflusst wird, sind Aussagen über die zu erwartende Leistungsfähigkeit möglich. Mit Hilfe dieser kann entschieden werden, ob der betrachtete Ansatz zielführend ist und weiter verfolgt werden soll. Wichtig ist hierbei, ähnlich dem V-Modell bei mechatronischen Systementwicklungen [5], dass stets Validierungsschritte zum Abgleich der Vorhersage mit dem Ergebnis erfolgen, um die Aussagekraft der Gesamtsystematik schrittweise zu verbessern. Durch diese Validierungsschritte kann auch der Einfluss ggf. vorhandener Modellierungsfehler abgeschätzt werden, wie sie bspw. aus der Vernachlässigung der Hysterese bei Piezokeramiken oder Gummibauteilen sowie aus Diskretisierungsfehlern bei der Abbildung als Finite-Elemente-Modell herrühren können.

Insgesamt bietet dieser erweiterte Ansatz zur Auslegung adaptronischer Lösungen somit die Möglichkeit aktive Gesamtsysteme schnell und zuverlässig zu bewerten.

### 4.3.3 Ansätze zur Kostenoptimierung

Neben den rein technischen Möglichkeiten der aktiven Schwingungsreduktion muss in preissensitiven Anwendungen die Möglichkeit zu deutlichen Kostensenkungen gegeben sein. Lösungen zur Reduktion von Störschwingungen im Pkw müssen diese Anforderung zwingend erfüllen, um eine spätere Umsetzung zu ermöglichen. Auch zeigen die Ausführungen, dass ein erheblicher Aufwand erforderlich ist, um eine aktive Schwingungsreduktionslösung umzusetzen.

Zwei wesentliche Aufgabenstellungen ergeben sich hieraus, um eine Umsetzung im Fahrzeug voranzutreiben:

- **Integration** der Komponenten in kleine, leichte, gut handhabbare Module.
- **Kostenreduktion** der Komponenten.

Die Integration der Komponenten ist hierbei vergleichsweise unproblematisch, da gegebene Funktionsprinzipien lediglich den Bauraumanforderungen der Anwendung angepasst werden müssen. Somit sind die hier erforderlichen Schritte klar definiert und müssen lediglich in der jeweiligen Anwendung umgesetzt werden.

Wesentlich schwieriger gestaltet sich eine signifikante Reduktion der Komponentenkosten. Typischerweise werden für erste Voruntersuchungen besonders leistungsfähige und damit teure Laborgeräte verwendet, um Probleme, die aus unzureichender Performance der Komponenten herrühren, zu umgehen. Für die Umsetzung in vermarktbar Produkte müssen jedoch geeignete Substitute identifiziert oder entwickelt werden. Hierbei muss zum Einen die Funktionsfähigkeit der Gesamtlösung erhalten bleiben. Zum Anderen wird jedoch die Leistungsfähigkeit der Einzelkomponenten auf das erforderliche Minimum abgesenkt. Vier sich ergänzende Ansätze können unterschieden werden [136]:

- 1) Optimale Anpassung aller Komponenten an die gegebenen Randbedingungen, um Überdimensionierungen zu vermeiden.
- 2) Reduktion der Funktionalität auf das technisch erforderliche Minimum.
- 3) Funktionsintegration, um die Anzahl der erforderlichen Bauteile bzw. Module zu minimieren (umfasst Elektronik und Mechanik).
- 4) Verwendung von Low-Cost Komponenten.

Insbesondere die Verwendung sogenannter Low-Cost Komponenten kann hierbei zu erheblichen Kosteneinsparungen führen. Allerdings ist oftmals ein veränderter Blick auf die verwendeten Lösungen erforderlich, um geeignete Substitute zu identifizieren. So muss die eigentliche Funktion stärker in den Vordergrund rücken und weniger die Umsetzung im Produkt. Durch diese Vorgehensweise können auch Lösungsalternativen aus artfremden Anwendungsszenarien übernommen werden. Wichtig ist hierbei, dass es sich um Lösungen aus einer Massenanwendung handelt, da nur hier davon ausgegangen werden kann, dass die Komponentenkosten auf ein Minimum abgesenkt sind.

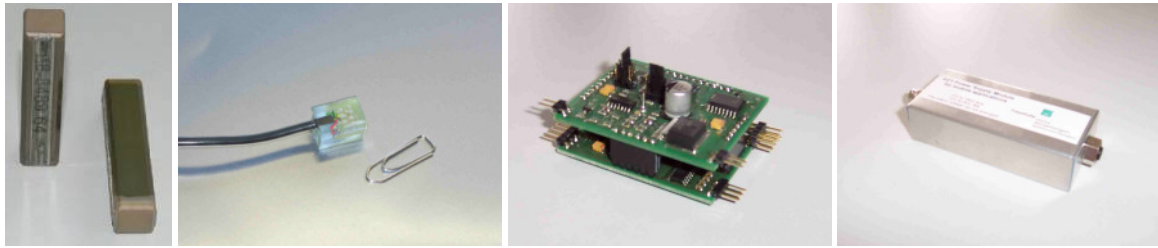
Analysiert man die Kostenstruktur einer laborartigen Lösung zur aktiven Schwingungsreduktion, zeigen sich drei Bereiche mit kritischen Werten:

- 1) Piezokeramisches Stellglied.
- 2) Elektrische Verstärker für Piezokeramiken.
- 3) Kraft- bzw. Beschleunigungssensoren.

In diesen Bereichen sind durch Optimierung, Funktionsintegration oder Funktionsreduktion nicht ohne weiteres Kosteneinsparungen erreichbar. Vielmehr ist hier die Identifizierung möglicher Substitute von besonderer Bedeutung.

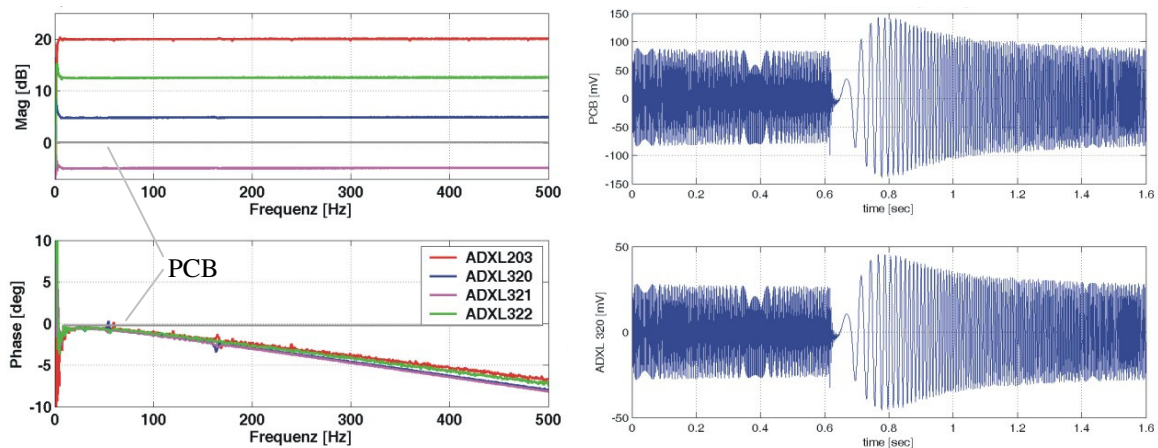
Im Rahmen der Arbeit wurde der Einsatz möglicher Low-Cost Substitute für verschiedene Komponenten untersucht. So ist es möglich, auf Piezokeramiken aus dem Bereich der Common-Rail-Einspritzung auszuweichen [18]. Diese werden als Massenprodukt herge-

stellt und verfügen über eine ausgereifte Kostenstruktur<sup>29</sup>. Kostenreduktionen um 95 % verglichen mit laborartigen Systemen sind somit selbst in Kleinserienanwendungen realisierbar.



**Bild 4.8:** Low-Cost Piezoaktor aus einem Kraftstoffeinspritzventil für Pkw (CeramTec GmbH). Low-Cost MEMS-Sensoren zur Beschleunigungsmessung. Beispielhafte Ausführungsform einer Regelungselektronik sowie Low-Cost Leistungsversorgung für piezokeramische Stapelaktoren (Fraunhofer-Institut LBF).

Ähnliches gilt für den Bereich der Beschleunigungsmessung. Durch den Einsatz von MEMS<sup>30</sup>-Sensoren können die Sensorkosten mindestens um den Faktor 240 reduziert werden, ohne dass nennenswerte Einschränkungen in der Funktion im betrachteten Frequenzbereich auftreten [133]. Vergleicht man hierzu das Sensorausgangssignal eines herkömmlichen Beschleunigungsaufnehmers für den Laborbedarf (PCB 352 C34) mit MEMS-basierten Beschleunigungsaufnehmern aus Eigenfertigung (MEMS-Sensor vom Typ ADXL<sup>31</sup>) erkennt man weder beim Signalverlauf noch der Amplitude wesentliche Unterschiede (vgl. Bild 4.9).



**Bild 4.9:** Vergleich des Übertragungsverhaltens zwischen Laborsensor (PCB) und Low-Cost MEMS-Sensor zur Beschleunigungsmessung (links). Gemessene Zeitverläufe bei sweep-sinus-förmiger Anregung (rechts).

Auch die Untersuchung der Übertragungsfunktion zwischen Laborsensor und MEMS-Sensor zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse im betrachteten Frequenzbe-

<sup>29</sup> CeramTec AG (<http://www.ceramtec.com/>) als einer der Hersteller in diesem Bereich bietet Kleinmengen (1000 Stück) für unter 50 EUR / St. an.

<sup>30</sup> Micro-Electro-Mechanical-System.

<sup>31</sup> Hersteller: Analog Devices, Inc..

reich. Problematisch kann sich allein der leichte Phasenverlust der MEMS-Sensoren im Vergleich zum Laboraufnehmer gestalten, da dieser bei der Reglerentwicklung berücksichtigt werden muss. Ausgelöst wird dieser durch den Einsatz einer Entkoppelkapazität zur Rauschunterdrückung am Sensoreingang. Da diese jedoch in weiten Bereichen einstellbar ist, kann der Phasenverlust entsprechend den Anforderungen der Anwendung modifiziert werden.

Im Bereich der Verstärker für Piezokeramiken sind vergleichbare Entwicklungen erkennbar. So konnten im Rahmen des Europäischen Forschungsprojektes InMAR [74] Analogverstärker für kapazitive Lasten im Bereich 6  $\mu\text{F}$  entwickelt werden, die ca. 10 EUR Bauteilkosten aufweisen. Kostenreduktionen um bis zu 90 % pro Kanal bei vergleichbarer Leistungsfähigkeit in Kleinserienanwendungen können somit dargestellt werden.

Im Bereich der Regelungselektronik müssen zwei Anwendungsszenarien unterschieden werden:

- 1) Ein einfacher PID-, v- oder IFF-Regelalgorithmus ist ausreichend.
- 2) Ein (adaptives) Feedforward-Konzept oder ein komplexer, modellbasierter Feedback-Regler wird benötigt.

Im ersten Fall kann die Umsetzung mit sehr einfacher, kostengünstiger Elektronik erfolgen. Eine Adaptivität an variierende Anforderungen ist hierbei durch die Verwendung von programmierbaren Microcontrollern nicht ausgeschlossen (vgl. Bild 4.8). Werden jedoch aufwändigere Regelungsalgorithmen oder Steuerungen benötigt ist i.d.R. der elektronische Aufwand deutlich erhöht, was bspw. zu DSP<sup>32</sup>-basierten Plattformen führt.

Aus diesem Grund sollten bei der Umsetzung aktiver Schwingungsreduktionsmaßnahmen im Pkw-Umfeld zunächst nur einfache Regelalgorithmen in Betracht gezogen werden, die das Potential zur Überführung auf oben genannte Low-Cost Plattformen aufweisen. [85] hat hierfür an verschiedenen Beispielen gezeigt, dass eine Umsetzung mit sehr preiswerten Komponenten möglich ist.

Werden diese Entwicklungen extrapoliert und berücksichtigt man ggf. vorhandene Skaleneffekte bei Massenanwendungen, sind erhebliche Kostenreduktionen denkbar, die den Einsatz selbst in preissensitiven Anwendungen der Kraftfahrzeugtechnik möglich machen.

---

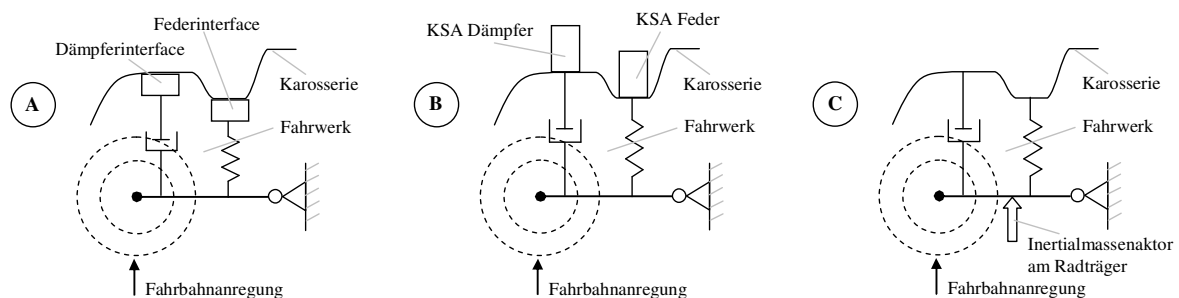
<sup>32</sup> Digital Signal Processor (DSP).



## 5 Aktive Fahrwerkklagerungen zur Körperschallminderung

Im vorangegangenen Kapitel konnten unterschiedliche Aktorprinzipien für den Einsatz im Fahrwerk sowie deren Funktionsweise aufgezeigt werden. Um diese erproben zu können, muss eine Integration der Aktorik in das Fahrwerksystem erfolgen. Diese soll im vorliegenden Kapitel dargestellt werden, wobei nicht die optimale Anpassung an die geometrischen Randbedingungen im Vordergrund steht, sondern vielmehr Machbarkeitsaussagen abgeleitet werden.

In Kapitel 4.3.1 wurden zwei Konzepte außerhalb des Kraftflusses (Radträger, Verbindungsstellen Fahrwerk / Karosserie) sowie ein Konzept innerhalb des Kraftflusses (an den Komponenten Dämpfer und Feder jeweils karosserieseitig) vorgestellt. Die Eingriffsorte und Wirkprinzipien werden in Bild 5.1 nochmals dargestellt.



**Bild 5.1:** Untersuchte Einsatzorte für aktive Systeme zur Optimierung der NVH-Eigenschaften im Fahrwerk.

Vorteilhaft am Einsatz einer aktiven Schwingungsreduktionsmaßnahme am Radträger (Konzept C) ist die unmittelbare Wirkung nahe der Krafteinleitungsstelle. Durch das Einprägen einer Aktorkraft kann eine Weiterleitung der Störungen in die Achse oder den Aufbau vermieden werden. Auch ist eine räumlich mehrdimensionale Wirkungsweise des Aktors vorstellbar. Da nur an einem Ort agiert werden muss, ist darüber hinaus der Gesamtaufwand für Aktoren, Sensoren, Verstärker und Signalverarbeitungselektronik geringer als bei den Alternativkonzepten. Problematisch ist jedoch die Gewichtszunahme am Radträger durch die Aktorik und Sensorik, die im Bereich einiger Kilogramm pro Fahrwerkseite liegen kann. Diese hat unmittelbare Auswirkungen auf die Fahrwerksauslegung, da sie Teil der „ungefederten“ Masse ist, und somit fahrdynamisch ungünstige Eigenschaften verursacht. Darüber hinaus wird an diesem Eingriffsort die „Filterwirkung“ des Fahrwerks nicht genutzt. So zeigen die Untersuchungen am Versuchsfahrzeug, dass an den Ankoppelpunkten des Fahrwerks an die Karosserie eine Reduktion der auftretenden Beschleunigungen von ca. 15-20 dB im Vergleich zum Radträger gegeben ist. Dies hat unmittelbare Auswirkungen auf den Leistungsbedarf und die benötigte Masse des aktiven Systems.

Neben dem Radträger bieten sich die Verbindungsstellen zwischen Fahrwerk und Karosserie als Einsatzorte für aktive Lösungen an (Konzepte A & B). Durch den karosserieseitigen Ansatz werden die ungefederten Massen des Fahrwerks nicht verändert. Allerdings zeigen die Untersuchungen des Versuchsträgers, dass an allen Verbindungsstellen des Fahrwerks mit dem Fahrzeugaufbau Körperschallbrücken existieren. Diese müssten aktiv beeinflusst werden, um eine optimale Wirkung zu erreichen, was den Umsetzungsaufwand erhöht. Hierzu eignen sich vornehmlich Aktoren, die nicht im Kraftfluss liegen und punktuell Re-

aktionskräfte einleiten können (Konzept B). Es ist vorstellbar diese Körperschallaktoren so auszulegen, dass sie in allen drei translatorischen Raumrichtungen gleichzeitig agieren. Denkbar ist ein einfaches, hochintegriertes Modul, welches an die Koppelstelle montiert wird und der Störungseinleitung am Montageort entgegenwirkt. Nachteilig ist jedoch die große Anzahl der erforderlichen Aktoren, um alle in Frage kommenden Verbindungsstellen auszustatten.

Alternativ sind auch im Kraftfluss liegende Interfaces vorstellbar, die maßgeblich Verschiebungen einleiten (Konzept A). Nach [84] können diese, in Verbindung mit einer Kraftsensorik, Schwingungen reduzieren. Vorteilhaft an diesem Ansatz ist die Möglichkeit der vollständigen Integration der aktiven Lösung in bestehende Komponenten wie bspw. dem Stoßdämpfer oder dem Federbein.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden sowohl karosserie- als auch radträgerseitig wirkende Aktoren untersucht, um das Potential der Lösungsvarianten zu vergleichen. Allerdings werden nur für die karosserie-seitig angebrachten Körperschallaktoren und Interfaces eigene Lösungen entwickelt, da in diesen Bereichen aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten der Einsatz kommerziell verfügbarer Aktoren nicht möglich ist. Im Bereich des Radträgers sind die baulichen Randbedingungen weniger problematisch, so dass herkömmliche tiefabgestimmte Inertialmassenaktoren eingesetzt werden können und somit eine einfache und effiziente Potentialabschätzung möglich ist.

## 5.1 Randbedingungen

Die technischen Randbedingungen für den Einsatz aktiver Lösungen zur Schwingungsreduktion im Fahrwerkbereich werden von den hohen Sicherheitsanforderungen an diese Baugruppe dominiert. Neben den mechanischen Lasten, verursacht durch Fahrmanöver oder Wechselwirkungen mit der Fahrbahn (bspw. Fahrbahnunebenheiten), sind insbesondere die erforderlichen Auslegungsgrößen wie Stellweg, Aktorkraft oder Frequenzbereich für den aktiven Betrieb relevant. Hierbei unterscheiden sich die Randbedingungen für Interfaces und Körperschallaktoren hinsichtlich der auftretenden mechanischen Lasten deutlich, da letztere nicht im Kraftfluss liegen.

Größe	Körperschallinterface		Körperschallaktor	
	Feder	Dämpfer	Feder	Dämpfer
$F_x$ [N]	-500...500	-500...500	-250...250	-250...250
$F_y$ [N]	-400...400	-400...400	-200...200	-200...200
$F_z$ [kN]	-1...2	-1...2	-0,5...0,5	-0,5...0,5
Hub [ $\mu$ m]	60	60	-	-
Kraft [N]	-	-	20	20
Frequenzbereich [Hz]	60...500	60...500	60...500	60...500
max. Bauhöhe [mm]	150	150	250	250
max. Durchmesser [mm]	60	60	80	80

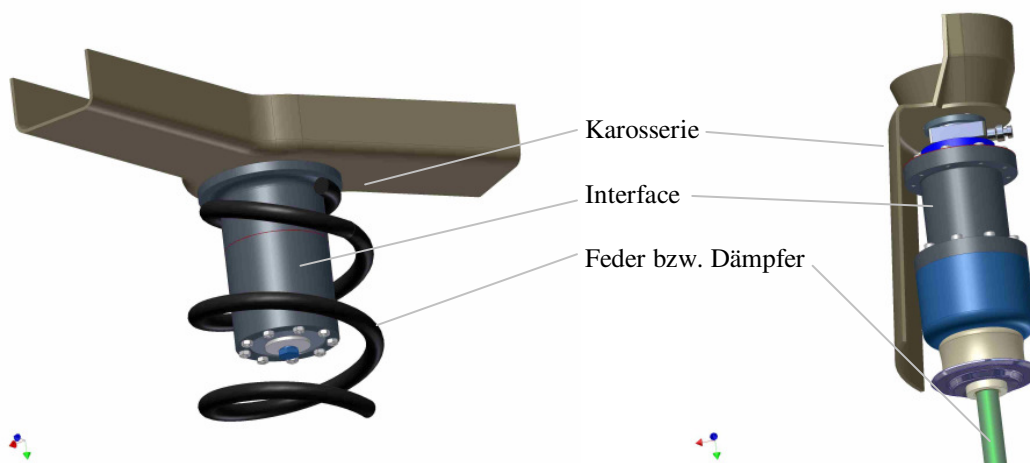
**Tabelle 5.1: Dimensionierungsgrößen der untersuchten aktiven Lösungen (unter Berücksichtigung von Sicherheitsfaktoren).**

Für die hier vorgesehene prototypische Auslegung sind Fragestellungen wie Betriebsfestigkeit, Zuverlässigkeit oder Lebensdauer von untergeordneter Bedeutung. Aus diesem

Grund werden die Dimensionierungsgrößen wie in Tabelle 5.1 dargestellt gewählt, die sich aus den Untersuchungen des Versuchsträgers in Kapitel 3 ergeben. Darüber hinaus müssen weitere Aspekte berücksichtigt werden. Dazu gehören die Resistenz gegen Stoffe wie Öl, Benzin, Wasser oder aber Verschmutzung.

## 5.2 Körperschallinterface

Körperschallinterfaces basieren hier auf der Integration piezokeramischer Festkörperaktoren direkt in den Kraftfluss (vgl. Kapitel 4.3.1.1). Aufgrund der hohen Steifigkeit der Keramik im Vergleich zu den umgebenden Fahrwerkkomponenten kann davon ausgegangen werden, dass der Körperschallaktor als Verschiebungsaktor wirkt [119]. In der gegebenen Anwendung werden zunächst nur Störungen in z-Richtung kompensiert, sodass die Interfaces mit einem translatorischen Freiheitsgrad realisiert werden.



**Bild 5.2:** Einbausituation des Feder-Interface (links) und des Dämpfer-Interface (rechts) im hinteren Fahrwerk. Die Karosserie ist nur zum Teil realitätsgetreu abgebildet.

Um beide Transferpfade (Feder und Dämpfer) im hinteren Fahrwerk beeinflussen zu können, müssen zwei getrennte Aktoren ausgelegt werden, wobei ein modularer Ansatz die Verwendung gleicher Baugruppen in beiden Systemen ermöglicht (vgl. Bild 5.2). Der dritte mögliche Transferpfad im hinteren Fahrwerkbereich (Drehpunkt Verbundlenkerachse) bleibt unberücksichtigt.

### 5.2.1 Konstruktive Umsetzung

Ein aktives Interface sollte als Komponente eines übergeordneten Gesamtsystems die passiven strukturdynamischen Eigenschaften der Anwendung möglichst nicht beeinflussen. Dies wird erreicht, indem der Aufbau möglichst leicht und kompakt ausgeführt wird. Darüber hinaus sollte die Konstruktion eine große Steifigkeit in Wirkrichtung aufweisen, um keine zusätzlichen Resonanzen im zu beeinflussenden Frequenzbereich zu verursachen [134]. Da die verwendeten Keramiken empfindlich auf Schub und Torsion reagieren, müssen konstruktive Vorkehrungen getroffen werden, um unzulässige Querkkräfte und Momente aufzunehmen. Darüber hinaus dürfen die verwendeten Piezokeramiken ausschließlich auf Druck beansprucht werden, sodass eine ausreichende Druckvorspannung über Feder-elemente aufgeprägt werden muss, um ggf. auftretende Zugspannungen kompensieren zu können.

Im Weiteren sollen ausschließlich Komponenten aus dem Low-Cost Bereich (vgl. Kapitel 4.3.3) Verwendung finden, da schon in dieser frühen Entwicklungsphase das Kostenreduktionspotential dargestellt werden soll. Somit basieren alle konstruktiven Ansätze auf Piezokeramiken des Typs 39999-65.3 der Firma CeramTec. Gleiches gilt für die verwendeten Beschleunigungssensoren, wobei hier FhI-LBF-Eigenentwicklungen, basierend auf Sensorkomponenten von Analog Devices Inc., zum Einsatz kommen [133]. Charakteristische Kennwerte für Aktoren und Sensoren sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst.

Stapelaktor Typ 39999-65.3 (CeramTec)		Beschleunigungsaufnehmer	
Eigenschaft	Wert	Eigenschaft	Wert
freier Stellweg $\Delta l_0$ [ $\mu\text{m}$ ]	45	Empfindlichkeit [ $\text{V/g}$ ]	0,174
Blockierkraft $F_B$ [N]	1900	Messbereich Amplitude [g]	+/-5
Steifigkeit $k_p$ [N/m]	ca. $4,4\text{e}7$	Messbereich Frequenz [Hz]	0...2500
Kapazität [ $\mu\text{F}$ ]	2	Phasenverlust [ $^\circ/\text{Hz}$ ]	0,01
Ansteuerspannung [V]	-50...+200	Höhe/Breite/Tiefe [mm]	5/5/10
Höhe/Breite/Tiefe [mm]	32,5 / 7,6 / 7		

**Tabelle 5.2: Ausgewählte Eigenschaften verwendeter Low-Cost Komponenten.**

Aus den in Kapitel 5.1 definierten Randbedingungen und den oben vorgegebenen Piezokeramiken resultiert ein kaskadierter Aufbau, um die erforderlichen Stellwege bei gegebenem Bauraum realisieren zu können (vgl. Bild 5.3). Durch die Kaskadierung kann die erforderliche Bauhöhe in etwa halbiert werden, was zu wesentlichen Vorteilen bei der Integration der aktiven Lösung in das Fahrwerk führt. Mit der Gesamtsteifigkeit

$$k_A = \frac{3}{2} k_p \quad (5.1)$$

und der Vorspannfedersteifigkeit  $k_s = 1,3\text{e}7$  N/m resultiert nach

$$\Delta l = 2\Delta l_0 \left( \frac{k_A}{k_A + k_s} \right) \quad (5.2)$$

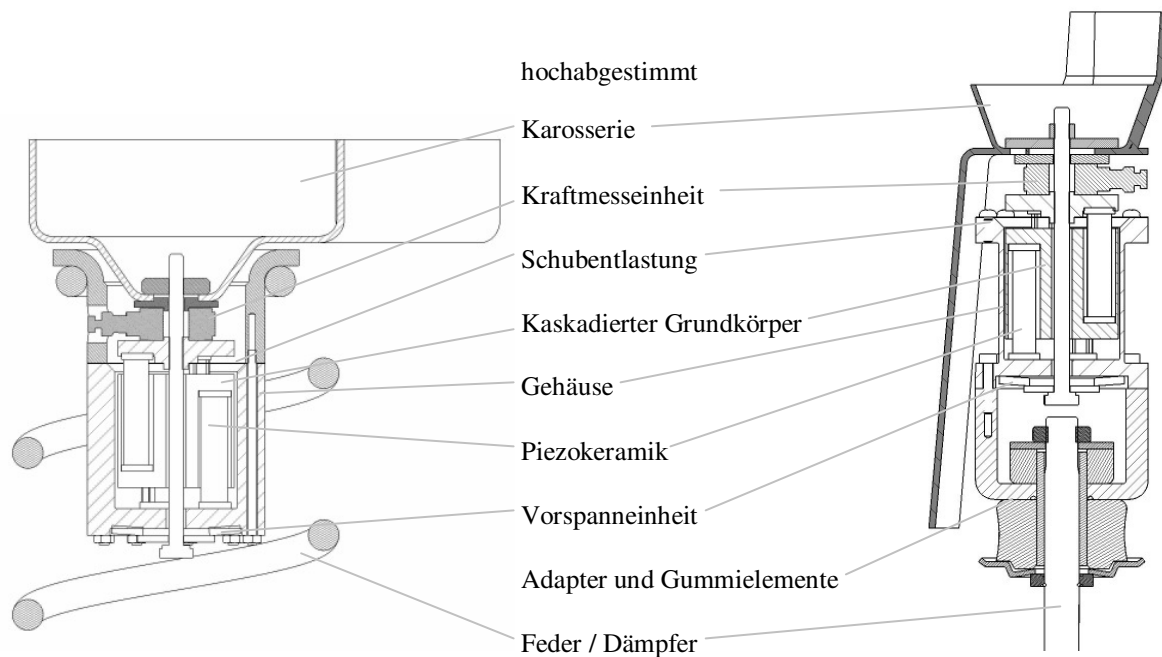
ein erreichbarer Stellweg von  $\Delta l = 75,2$   $\mu\text{m}$ . Die Vorspannkraft ergibt sich nach

$$F_{\text{Vorspann}} = n \cdot F_{\text{Druck, piezo, zul}} \cdot \frac{1}{S_1} - F_{z, \text{max}} \cdot S_2 \quad (5.3)$$

zu 2750 N, wobei  $n=3$  die Anzahl der parallel angeordneten Aktoren,  $F_{\text{Druck, piezo, zul}} = F_B$  die zulässige Druckkraft der Piezokeramik<sup>33</sup>,  $F_{z, \text{max}} = 1$  kN die maximal auftretende Zugkraft und  $S_1 = 1,2$  sowie  $S_2 = 2$  Sicherheitsfaktoren darstellt. Für eine ausführliche Beschreibung der Auslegung sowie der Vorspannungsermittlung wird auf [135], [136], [134], [132] verwiesen. Um den Anforderungen an Stellweg und passiven Lasten gerecht zu werden, sind pro Interface somit 6 piezokeramische Stapelaktoren des Typs 39999.65.3 (Ceram-

<sup>33</sup> Es wird die Blockierkraft als zulässige Druckkraft gewählt, um eine konservative Auslegung sicher zu stellen. Alternativ könnte aus der zulässigen Flächenpressung der Keramik (100 MPa) und der Aktorfläche (50 mm<sup>2</sup>) eine zulässige Druckkraft bestimmt werden, die jedoch bei Überschreitung zum Versagen führen würde.

Tec) erforderlich. Aus diesen Überlegungen ergeben sich die in Bild 5.3 dargestellten Konstruktionen für den Feder bzw. Dämpferbereich der Hinterachse des Versuchsträgers.

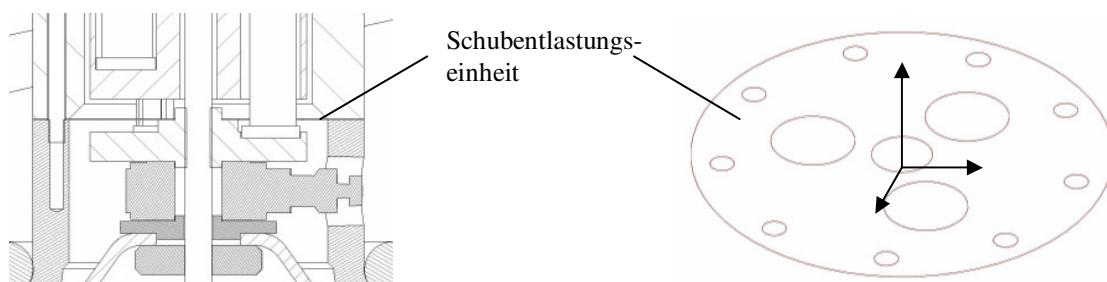


**Bild 5.3: Konstruktion Feder-Interface (links) und Dämpfer-Interface (rechts).**

Eine Besonderheit des Körperschallinterfaces im Federbereich ist die 2-fache Kraftumlenkung, wodurch der Einbau in den Federinnenraum möglich wird.

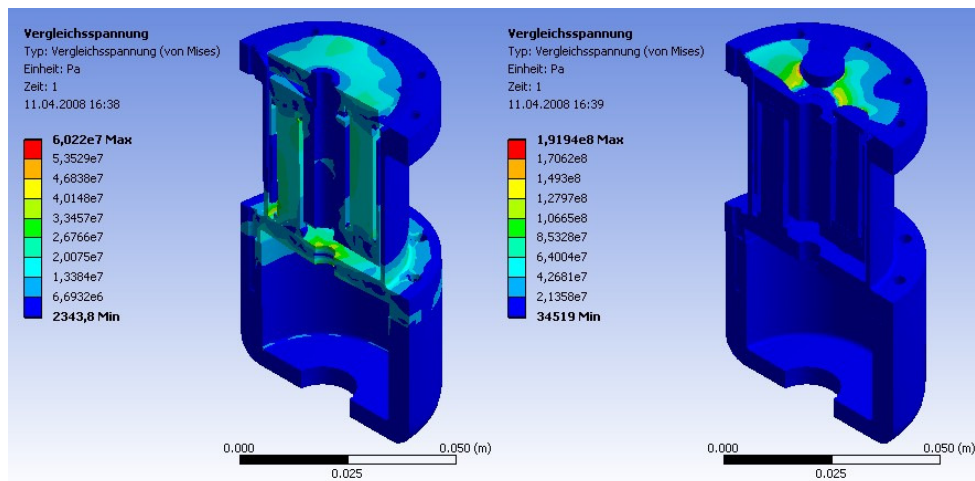
Sowohl für das Design des Interfaces im Federbereich als auch im Dämpferbereich muss betont werden, dass die hier vorgestellten Lösungen nicht geeignet sind für den uneingeschränkten Einsatz im Fahrzeug. Beide Lösungen reduzieren den verfügbaren Federweg des Fahrwerks, da sie den Bauraum zwischen Verbundlenkerachse und Karosserie nutzen. Dieser Aufbau wurde gewählt, um Änderungen an der Karosserie zu vermeiden, da diese mit erheblichem Aufwand verbunden sind und das Eingangsimpedanzverhalten der Karosserie stark verändern würden. Andererseits werden die maximal vorhandenen Federwege typischerweise nur bei extremen Fahrmanövern, hoher Zuladung oder auf Schlechtwegstrecken benötigt. Da es sich hier um eine Machbarkeits-Untersuchung handelt, können solche Extremsituationen bewusst vermieden werden, wodurch Einschränkungen bezüglich des verfügbaren Federwegs akzeptabel werden.

Wie einleitend beschrieben, muss sichergestellt werden, dass die verwendeten keramischen Wandler vor unzulässigen mechanischen Lasten geschützt werden. Zugspannungen werden durch eine angepasste Druckvorspannung über die Vorspanneinheit verhindert, Schub und Torsion durch die in Bild 5.4 im Detail dargestellte Schubentlastung.

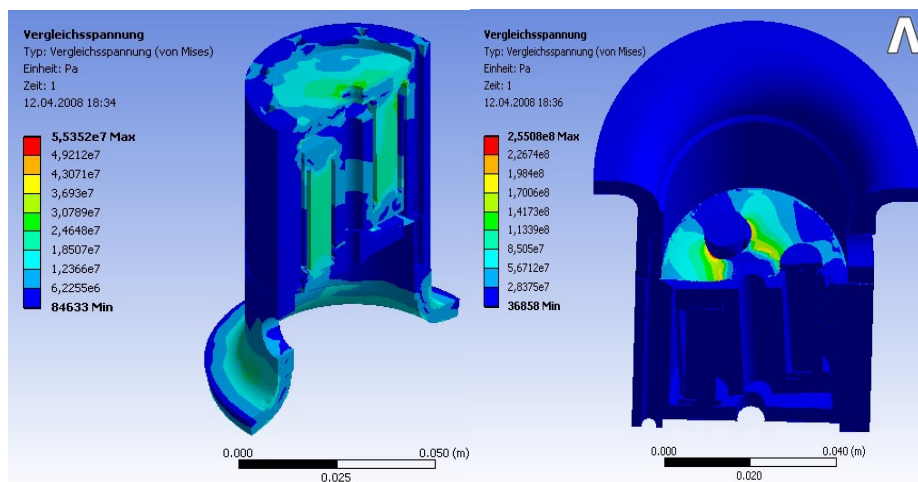


**Bild 5.4: Detail der Schubentlastung, um die Piezokeramiken vor unzulässigen Lasten zu schützen.**

Darüber hinaus dürfen die auftretenden mechanischen Spannungen die zulässigen Vergleichsspannungen nicht überschreiten. Verschärfend kommt hinzu, dass es sich bei allen Komponenten im Fahrwerkbereich um Sicherheitsbauteile mit hohen Anforderungen an die Haltbarkeit handelt. Allerdings wird in der vorliegenden Auslegung aufgrund fehlender Lastkollektive keine Langzeitfestigkeit angestrebt, sondern vielmehr soll über eine ausreichend niedrig gewählte zulässige Vergleichsspannung eine Zeitfestigkeit sichergestellt werden. Anhand einiger ausgewählter Simulationsergebnisse kann die Vorgehensweise dargestellt werden.



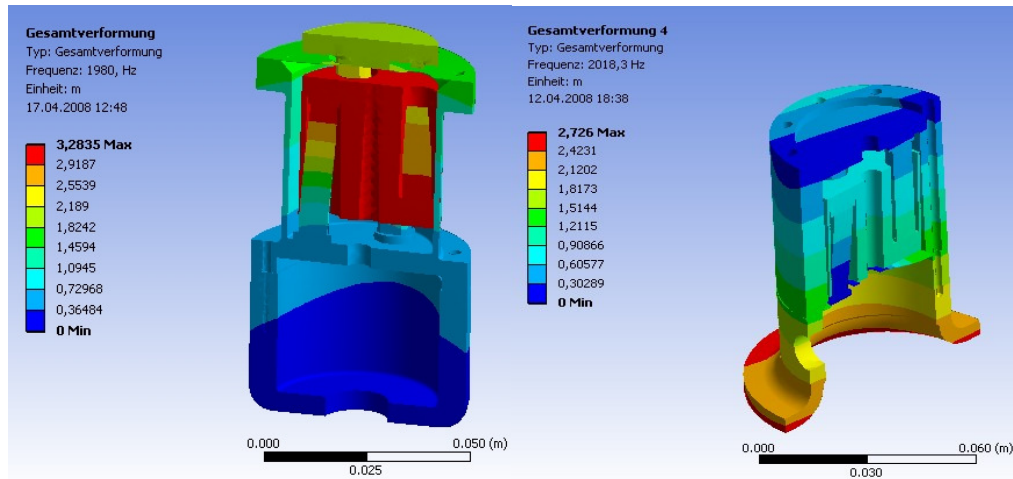
**Bild 5.5:** Von Mises Vergleichsspannungen an ausgewählten Bauteilen bei Druckkraft (3000N) in z-Richtung (links) und Querkraft (640 N) in der x-y-Ebene (rechts) am Feder-Interface.



**Bild 5.6:** Von Mises Vergleichsspannungen an ausgewählten Bauteilen bei Druckkraft (3000N) in z-Richtung (links) und Querkraft (640 N) in der x-y-Ebene (rechts) am Dämpfer-Interface.

Durch einen iterativen Prozess konnte die Dimensionierung der Komponenten so gewählt werden, dass bei keinem der Bauteile unzulässige von Mises Vergleichsspannungen auftreten. So finden sich bei den Aluminiumbauteilen Maximalspannung von ca.  $60 \text{ N/mm}^2$ , was für höherfeste Aluminiumlegierungen unkritisch ist (Dehngrenze von AlZnMgCu1,5 =  $460 \text{ N/mm}^2$ ). Selbst bei höchstbeanspruchten Komponenten wie bspw. der Schubentlastungs-membran treten maximale Spannungen von lediglich  $255 \text{ N/mm}^2$  auf, welche bei dem gewählten Material (Dehngrenze von Ck75  $1275 \text{ N/mm}^2$ ) unproblematisch erscheinen (vgl. Bild 5.5 und Bild 5.6).

Neben den Vergleichsspannungen ist das zu erwartende strukturdynamische Verhalten der Körperschallinterfaces von besonderer Bedeutung. Anstrebenswert ist eine möglichst hohe erste Eigenfrequenz des Systems, da somit eine Beeinflussung des passiven dynamischen Verhaltens der übergeordneten Anwendung minimiert wird. Hierzu werden numerische Modalanalysen der Körperschallinterfaces durchgeführt (vgl. Bild 5.7).

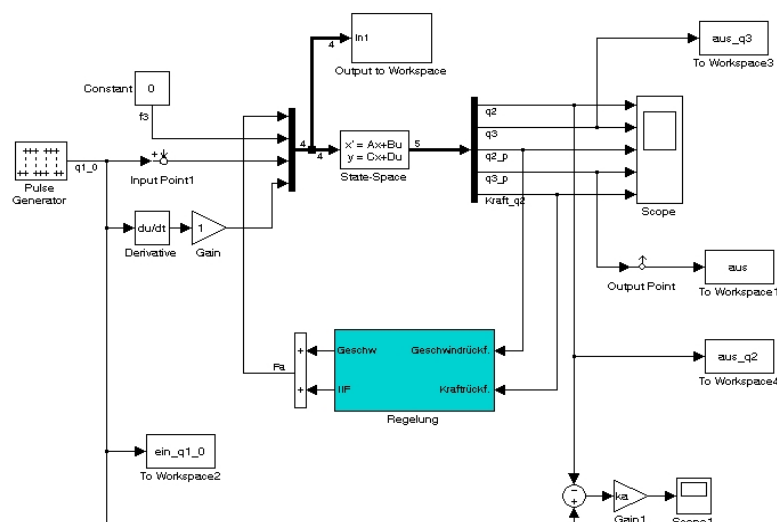


**Bild 5.7:** Darstellung der ersten Interface-Eigenfrequenz für den Dämpfer (links) sowie die Feder (rechts).

Durch den Einsatz dreier parallel angeordneter piezokeramischer Festkörperwandler werden Resonanzfrequenzen oberhalb 2000 Hz erreicht, was für die vorgesehene Anwendung ausreichend ist. Etwas früher finden sich Torsions- und Kippfrequenzen, die jedoch die aktorische Wirkung nicht beeinflussen (vgl. Anhang).

### 5.2.2 Modellierung

Um die Auswirkungen der Aktorik auf das Gesamtsystemverhalten im Vorfeld abschätzen zu können, dient die in Bild 5.8 dargestellte Modellierung. Diese ermöglicht die Abbildung des dynamischen Strukturverhaltens mit Hilfe der in Kapitel 2.1 vorgestellten Zustandsraumdarstellung sowie die Einbindung unterschiedlicher Regelkonzepte.



**Bild 5.8:** Gesamtsystemmodell zur Erprobung der Regelungskonzepte *aktive Dämpfung* und *Integrated Force Feedback*.

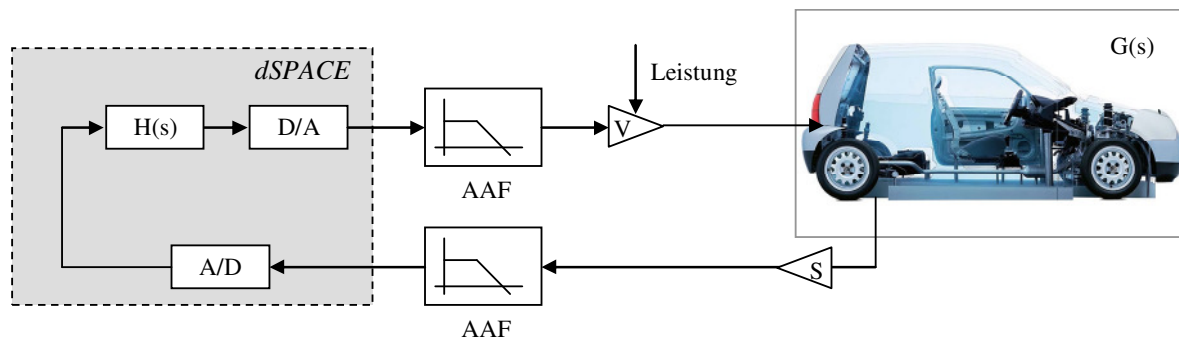


Hierbei wird der Aktor als Kraftstellglied modelliert, um die Anbindung an das Zustandsraummodell zu vereinfachen. Durch eine experimentelle Identifikation der Zielstruktur mit anschließender Ableitung der Systemmatrix  $A$ , der Eingangsmatrix  $B$ , der Ausgangsmatrix  $C$  sowie der Durchgangsmatrix  $D$  kann das zu erwartende Gesamtsystemverhalten zeitnah bestimmt werden. Eine Wiederverwendung des Modells für die spätere Regelung im Fahrzeug ist möglich.

### 5.2.3 Sensorik und Signalverarbeitung

Wie in Kapitel 4.3.1.1 dargestellt, bieten sich bei steifen Interfaces Kraftsensoren an, um einfache aber effiziente Regelalgorithmen (maßgeblich zur Dämpfungserhöhung) anzuwenden. Andererseits weisen Beschleunigungsaufnehmer erhebliche Kostenvorteile auf und lassen sich zudem leichter in aktive Systeme integrieren. Aus diesem Grund werden beide Konzepte im Rahmen der vorliegenden Arbeit erprobt. Als Kraftaufnehmer für das Federinterface kommt ein Sensor vom Typ 260A01 der Firma PCB Piezotronics Inc. zum Einsatz, der direkt in den Kraftfluss zwischen Interface und Karosserie eingebettet wird (vgl. Bild 5.3). Für das Interface im Dämpferbereich wird ein Sensor vom Typ 201B02 (PCB) verwendet. Bei der Beschleunigungsmessung finden die eigenentwickelten Aufnehmer (vgl. Bild 4.9) Einsatz, wobei mittels Referenzsensoren (Typ 356A15 PCB) die Richtigkeit der Messergebnisse überprüft wird.

Im ersten Schritt findet der Großteil der Signalverarbeitung inklusive Reglerumsetzung auf einem Rapid Control Prototyping System (Typ PX10 in Autobox-Gehäuse) des Herstellers dSPACE statt. Durch die Verwendung der Autobox kann die Funktion auch in der hier gegebenen mobilen Anwendung sichergestellt werden.



**Bild 5.9:** Prinzipdarstellung des geregelten Gesamtsystemaufbaus.

Die diskreten Tiefpassfilter (AAF) vor und nach dem Regler sind für die Vermeidung von Aliasing notwendig. Das Gesamtsystem zur Signalverarbeitung bestehend aus AAF, D/A, A/D-Wandler und dem eigentlichen Regler  $H(s)$  kann nach erfolgter Reglerparametrierung auf einfache, kostengünstige, leicht integrierbare Elektronik überführt werden. [85] hat eine derartige vollintegrierte Lösung für einen PPF-Regler inklusive Signalkonditionierung für die Regelung flächiger Systeme entwickelt. Eine Umsetzung in die hier dargestellte Anwendung ist im Prinzip möglich.

### 5.2.4 Leistungselektronik

Durch den Einsatz von insgesamt sechs Piezokeramiken pro Interface resultiert eine Gesamtkapazität des Körperschallinterfaces von ca. 12  $\mu\text{F}$ . Hieraus ergeben sich besondere



Anforderungen an die Leistungselektronik, die neben einer guten Integrierbarkeit über einen hohen Wirkungsgrad und geringe Herstellkosten verfügen sollte. Um die vergleichsweise große elektrische Kapazität zu reduzieren bieten sich zwei Ansteuerkonzepte an:

- 1) Individuelle Ansteuerung jeder Keramik. Dies führt zu den geringsten kapazitiven Lasten pro Verstärkerkanal. Gleichzeitig ergibt sich so jedoch der größte Umsetzungs- und Bauraumaufwand, da sechs gleichartige Verstärker pro Interface realisiert werden müssen.
- 2) Je drei Keramiken einer Ebene der Kaskadierung werden gemeinsam betrieben. Hieraus resultiert ein 2-kanaliger Verstärker, der pro Kanal eine kapazitive Last von  $6\text{ }\mu\text{F}$  betreiben muss. Vorteilhaft ist der geringere Aufwand sowie die bessere Integrierbarkeit, allerdings setzt dieser Ansatz eine gleichmäßige Auslenkung aller Keramiken einer Ebene voraus, da sonst unerwünschte Kippungen entstehen könnten, die nicht kompensiert werden können.

Für die Untersuchung im Laborumfeld werden zunächst Leistungsverstärker vom Typ LE - 100/200/100 der Firma Piezomechanik verwendet. Sie arbeiten im Spannungsbereich  $-100\text{ V}$  bis  $+200\text{ V}$  in einem Frequenzband von  $0\ldots 1\text{ kHz}$  bei den vorgesehen elektrischen Kapazitäten.

### 5.2.5 Experimentelle Bewertung

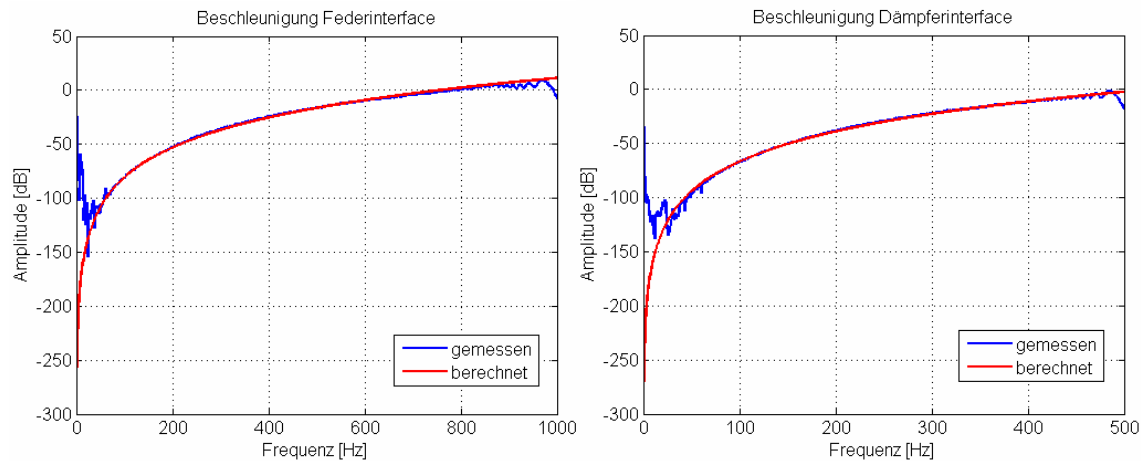
Bevor die entwickelten Körperschallinterfaces im Pkw erprobt werden können, müssen die berechneten Eigenschaften experimentell verifiziert werden. Hierzu werden der erreichbare Stellweg, die erste Eigenfrequenz sowie die Gesamtperformance untersucht. Tabelle 5.3 fasst die Ergebnisse zusammen. Die realisierten Körperschallinterfaces für den Feder- und Dämpferbereich sind in Bild 5.10 dargestellt.



**Bild 5.10:** Realisierte Körperschallinterfaces für den Feder- und Dämpferbereich (links). Federinterface mit Feder (Mitte). Dämpferinterface mit Dämpfer (rechts).

Insgesamt treten nur geringfügige Abweichungen zu den vorausberechneten Aktoreigenschaften auf. Bei beiden Körperschallinterfaces können deutlich größere Stellwege erreicht werden als diese bei der Auslegung berechnet wurden, was jedoch für die Anwendung von Vorteil ist. Vermutlich lässt sich dieser Unterschied auf die Vernachlässigung der Federsteifigkeit der Vorspanneinheit (Schraube und Scheibe) zurückführen, die eine zusätzliche Nachgiebigkeit verursacht.

Betrachtet man die resultierenden Beschleunigungsverläufe bei Anregung mit einem Sweep-Sinus im Bereich bis  $1\text{ kHz}$ , zeigt sich ein nahezu idealer Verlauf. Es kommt zu keinen Überhöhungen oder Abweichungen von der vorausberechneten Aktorkennlinie, sodass von einer sehr guten aktorischen Performance ausgegangen werden kann.



**Bild 5.11:** Beschleunigungsverlauf an der Einleitungsstelle in die Karosserie für das Federinterface (links) sowie das Dämpferinterface (rechts).

Die in Bild 5.11 erkennbaren Abweichungen im Bereich  $<50$  Hz resultieren aus den sehr geringen auftretenden Beschleunigungen, sodass die verwendeten Sensoren an ihre messtechnischen Grenzen stoßen. Die Abweichungen im Bereich über 900 Hz sind ein Resultat der im Messgerät (Ono Sokki CF 5220) durchgeführten Fast-Fourier-Transformation. Die zugrunde liegenden Messaufbauten sind in Bild 0.10 (Anhang) dargestellt.

Größe	Feder		Dämpfer	
	berechnet	gemessen	berechnet	gemessen
Hub $z$ [ $\mu\text{m}$ ]	60	86,4	60	75,6
Frequenzbereich [Hz]	60...500		60...500	
erste Eigenfrequenz $z$ [Hz]	2.018	2.210	1.980	2.032
Anzahl Aktoren	6		6	
Kapazität gesamt [ $\mu\text{F}$ ]	12	14,1	12	16,8
max. Ansteuerspannung [V]	-50...200		-50...200	
Bauhöhe [mm]	96,2		94,35	
Durchmesser [mm]	55		55	
Vorspannung	2.750	-	2.750	-
Steifigkeit $k_{ges}$ [N/m]	$8 \cdot 10^7$	-	$8 \cdot 10^7$	-

**Tabelle 5.3:** Zusammenfassung der ermittelten Eigenschaften der Körperschallinterfaces.

Die Eigenfrequenzen der Aktoren liegen etwas über den berechneten Vorgabewerten, jedoch im vorgegebenen Zielkorridor. Bei den erreichbaren Stellwegen werden die Erwartungswerte übertroffen, sodass eine bessere aktorische Performance im Fahrzeug zu erwarten ist.

### 5.3 Körperschallaktor

Körperschallaktoren basieren auf dem Inertialmassenaktorprinzip (vgl. Kapitel 4.3.1.2). Durch die Einleitung einer punktuell wirkenden Kompensationskraft kann am Angriffsort des Körperschallaktors ein Störkräfteausgleich erfolgen. Erreicht man durch diese Maßnahme eine Verringerung der Störung am Mess- bzw. Krafteinleitungspunkt, geht man von einer ganzheitlichen Beruhigung der Struktur aus.

Wie in Kapitel 4.3 gezeigt ist der Einsatz tiefabgestimmter Inertialmassenaktoren in mobilen Anwendungen problematisch, da die weiche Aufhängung der Reaktionsmasse zu unzulässigen Auslenkungen bei äußeren Beschleunigungen, ausgelöst bspw. durch die Überfahrt von Fahrbahnunebenheiten, führt. Aus diesem Grund sollen, trotz deutlich schlechterer aktorischer Eigenschaften, hochabgestimmte Inertialmassenaktoren für den Einsatz im Pkw entwickelt werden. Um den Unterschied zwischen den üblicherweise tiefabgestimmten Inertialmassenaktoren und den hier dargestellten hochabgestimmten Systemen herauszustellen, findet der Begriff *Körperschallaktor* (KSA) Verwendung.



**Bild 5.12:** Einbausituation für die Körperschallaktoren an der Feder (links) und dem Dämpfer (rechts) im hintern Fahrwerk. Die Karosserie ist nur zum Teil realitätsgetreu abgebildet.

Wie auch die zuvor gezeigten Körperschallinterfaces werden die Körperschallaktoren karosserieseitig am Aufbau angebracht. Es werden wiederum zwei Konstruktionen benötigt, um sich an die geometrischen Randbedingungen der Einbauorte anpassen zu können (vgl. Bild 5.12).

### 5.3.1 Konstruktive Umsetzung

Für die hier untersuchten Körperschallaktoren ist es erforderlich die erste Eigenfrequenz des Systems deutlich über den Arbeitsbereich zu legen (vgl. Bild 4.3). Hierfür bietet sich die Verwendung vergleichsweise unnachgiebiger Piezokeramiken an, sodass selbst bei Verwendung größerer Reaktionsmassen Eigenfrequenzen im Bereich über 1 kHz erreicht werden können.

Die vorangegangenen Untersuchungen zeigen, dass Aktorkräfte im Bereich >20 N im Frequenzbereich 60...500 Hz erzeugt werden müssen. Wird von sinusförmigen Signalen ausgegangen, kann die erzeugbare Kraft nach

$$F_{KSA} = m \cdot A \cdot 4\pi^2 f^2 \cdot \sin(2\pi ft) \quad (5.4)$$

mit der Reaktionsmasse  $m$ , dem Stellwegamplitude  $A$  sowie der Frequenz  $f$  abgeschätzt werden. Das heißt, dass die Aktorkraft linear mit wachsender Reaktionsmasse und Stellwegamplitude wächst und quadratisch mit der Arbeitsfrequenz ansteigt. Da der Stellweg über den kaskadierten Aufbau mit 80  $\mu\text{m}$  festgelegt ist, und die unterste Arbeitsfrequenz bei 60 Hz liegt, resultiert eine erforderliche Reaktionsmasse von  $m_{erf} = 3,52 \text{ kg}$ , um die geforderten 20 N zu realisieren. Allerdings würde sich mit dieser Masse eine maximale Aktorkraft von 1389,6 N bei 500 Hz Arbeitsfrequenz ergeben. Diese Berechnung verdeut-

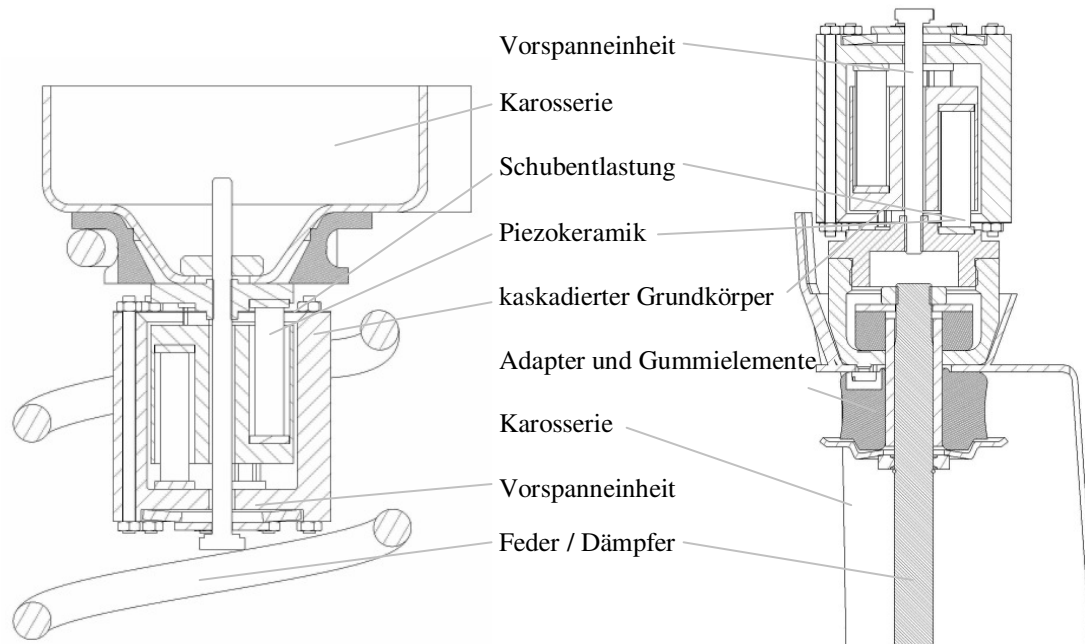
licht die Probleme bei der Auslegung hochabgestimmter Inertialmassenaktoren, da im unteren Bereich große Massen erforderlich sind, um nennenswerte Reaktionskräfte erzeugen zu können, das System im oberen Frequenzbereich jedoch überdimensioniert ist und nur einen Bruchteil seiner Performance benötigt. Insbesondere aufgrund des sehr stark eingeschränkten Bauraums kann die erforderliche Masse von 3,52 kg nicht realisiert werden. Die maximal integrierbare Reaktionsmasse beträgt lediglich 0,558 kg, so dass mit einer deutlich schlechteren Gesamtperformance zu rechnen ist.

Durch die kaskadierte Anordnung der Piezokeramiken ergibt sich eine Gesamtsteifigkeit von ca.  $k_{ges} = 8 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ . Hierin ist die parallel zu den Aktoren angeordnete Vorspanneinheit der Steifigkeit  $k_s = 1,3 \cdot 10^7 \text{ N/m}$  enthalten. Mit der oben ermittelten Reaktionsmasse von 0,558 kg ergibt sich die erste Eigenfrequenz des vereinfachten Systems nach

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k_{ges} / m_{erf}} \quad (5.5)$$

zu 1.91 kHz. Dies liegt deutlich über dem Arbeitsbereich der aktiven Lösung, sodass von einer vernachlässigbaren Beeinflussung ausgegangen werden kann.

Wie schon bei den Körperschallinterfaces kommen insgesamt 6 Piezokeramiken vom Typ 39999-65.3 pro Körperschallaktor zum Einsatz. Um unzulässige Beanspruchungen der Keramiken zu vermeiden, werden dieselben Vorkehrungen getroffen wie in den Interface-Konstruktionen. D.h. über eine ausreichend dimensionierte Druckvorspannungen werden ggf. auftretende Zugspannungen kompensiert und über eine Schubableitungsmembran Querkräfte und Momentenbelastungen von der Keramik abgeleitet.

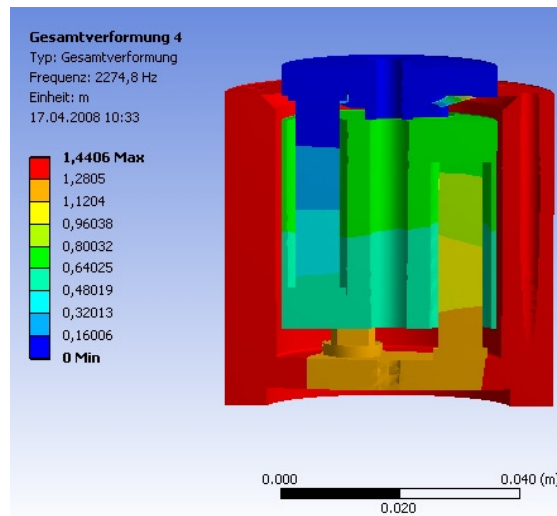


**Bild 5.13: Details der Körperschallaktoren für den Bereich Feder (links) und Dämpfer (rechts).**

Durch die Wahl einer identischen Grundbaugruppe für beide Systeme ist der Konstruktions- und Herstelleraufwand bewusst minimiert.

Da die Körperschallinterfaces außerhalb des Kraftflusses angebracht werden, sind im Vergleich zu den Interfaces deutlich geringere mechanische Beanspruchungen zu erwarten. Die numerische Untersuchung der auftretenden Spannungen bestätigt dies. Auf eine ge-

sonderte Darstellung der Ergebnisse soll wegen der Ähnlichkeit zu den Ergebnissen der Interfaces jedoch verzichtet werden.



**Bild 5.14:** Erste Eigenfrequenz in z-Richtung der Grundbaugruppe der Körperschallaktoren mit einer Reaktionsmasse von 0,558 kg.

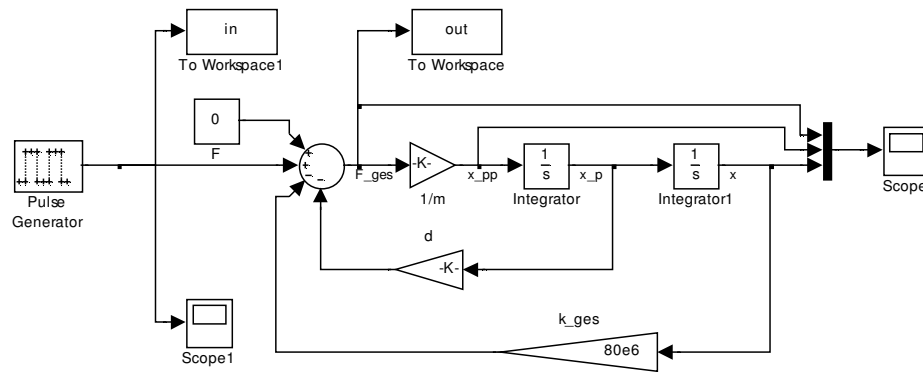
Bedeutsamer ist jedoch die Untersuchung der strukturdynamischen Eigenschaften der Grundbaugruppe. Die oben dargestellte Abschätzung der ersten Eigenfrequenz mit Hilfe eines Einmassenschwingers vernachlässigt mögliche Kipp- und Verdrehfreiheitsgrade. Die numerische Modalanalyse zeigt jedoch, dass die Konstruktion gerade hier Schwachstellen aufzeigt. So findet sich bei einer Reaktionsmasse von 0,558 kg die erste Translationseigenfrequenz in z-Richtung bei 2275 Hz, die erste Kippeigenfrequenz bei 612 Hz und die erste Torsionseigenfrequenz bei 652 Hz (vgl. Bild 0.9 Anhang). Allerdings sollten weder Kippen noch Torsion Auswirkung auf die aktorische Funktion haben, was jedoch bei der späteren experimentellen Untersuchung nachgewiesen werden muss.

### 5.3.2 Signalverarbeitung, Sensorik und Leistungsverstärkung

Aufgrund der Ähnlichkeit der Körperschallaktoren mit den zuvor beschriebenen Körperschallinterfaces sind die Aussagen aus den Kapiteln 5.2.3 und 5.2.4 bezüglich der Signalverarbeitung und Leistungsverstärkung weiterhin gültig. Deshalb sollen sie hier nicht gesondert behandelt werden. Einzig bei der Wahl der Sensoren kann nach [119] auf Kraftsensoren verzichtet werden. Stattdessen ist der Einsatz von Beschleunigungsaufnehmern optimal, wodurch eine deutlich erleichterte Integration der Sensorik möglich wird. Es kommen analog zum Kapitel 5.2.3 die beschriebenen Low-Cost Sensoren zum Einsatz, wobei über Präzisions-Laboranehmer die Richtigkeit der Messwerte überprüft wird.

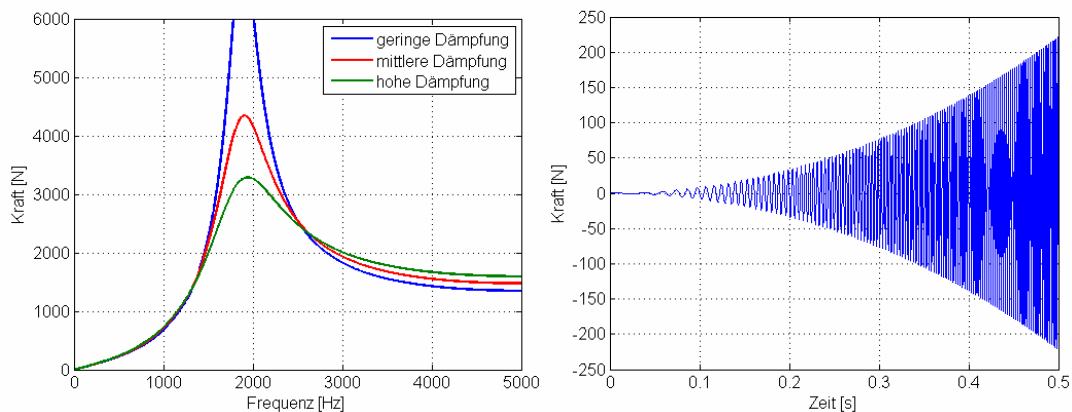
### 5.3.3 Modellierung

Um das Aktorverhalten im Vorfeld simulieren zu können sowie um die Auswirkung des Aktors auf die spätere Anwendung zu bestimmen, ist eine Modellierung des Systems erforderlich. Der Körperschallaktor kann wie in Bild 5.15 dargestellt modelliert werden, wobei die richtige Bestimmung der inneren Dämpfung des Körperschallaktors schwierig ist.



**Bild 5.15: Modell des Körperschallaktors zur Bestimmung der maximal erreichbaren Reaktionskräfte gegen „fest“.**

Aus diesem Grund sind beispielhaft für die durchgeführten Untersuchungen die Kraft-Frequenz-Verläufe für unterschiedliche Dämpfungsgrade in Bild 5.16 (links) aufgetragen. Im Arbeitsbereich (unter 500 Hz) hat diese jedoch keine Auswirkung.

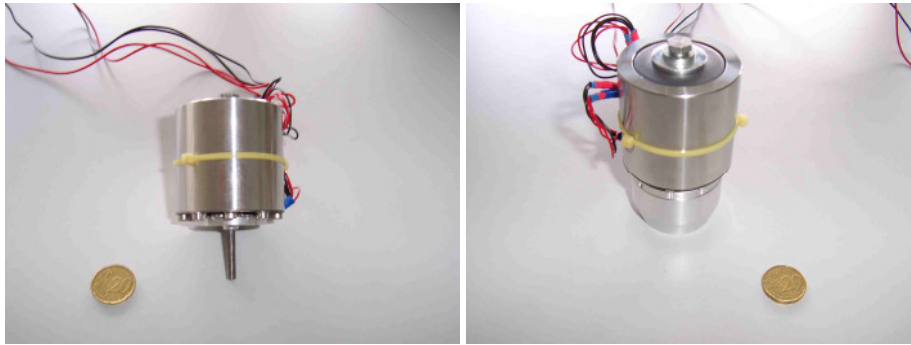


**Bild 5.16: Kraftverlauf (links) sowie Kraft-Zeit-Verlauf bei sweep-sinus-förmiger Anregung (rechts) im Bereich 0...5000 Hz dargestellt für 0,558 kg Inertialmasse.**

Charakteristisch für die Körperschallaktoren ist die ausgeprägt nichtlineare Kraft-Frequenz-Kennlinie, die quadratisch mit der Frequenz ansteigt (vgl. Bild 5.16 rechts) und zu regelungstechnischen Problemen führen kann. In weiterführenden Untersuchungen sollte deshalb versucht werden, ein Kompensationsalgorithmus innerhalb der Aktorsteuerung zu entwickeln.

### 5.3.4 Experimentelle Bewertung

Vor der Erprobung der entwickelten Körperschallaktoren im Pkw, müssen die berechneten Eigenschaften experimentell verifiziert werden. Hierzu werden die erreichbaren Stellwege- und Kräfte, die erste Eigenfrequenz sowie die Gesamtperformance untersucht. Tabelle 5.4 fasst die Ergebnisse zusammen. Die realisierten Körperschallaktoren für den Feder- und Dämpferbereich sind in Bild 5.17 dargestellt.

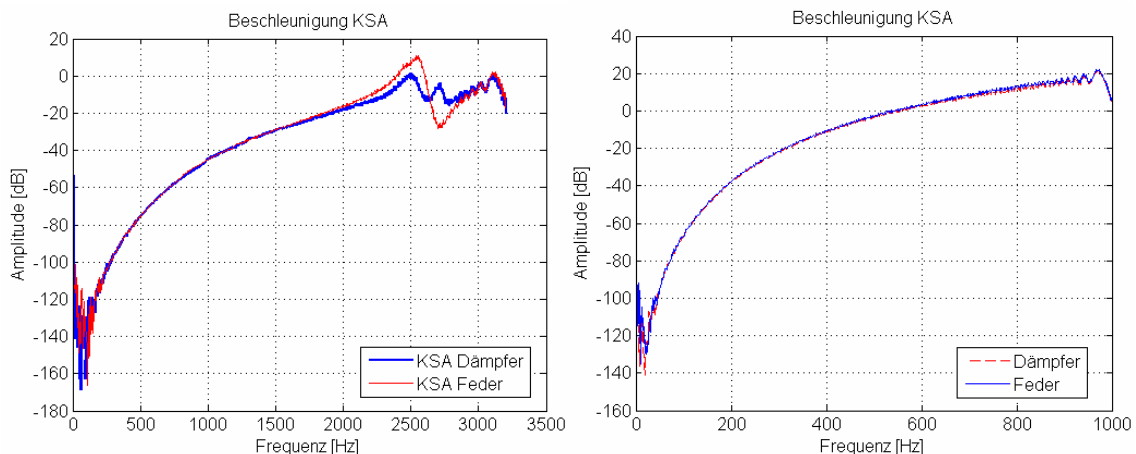


**Bild 5.17:** Realisierte Körperschallaktoren für die Feder (links) und den Dämpfer (rechts). Zum Größenvergleich ist ein 20 Cent Stück beigelegt.

Insgesamt treten nur geringe Abweichungen zu den vorausgerechneten Aktoreigenschaften auf. Mit  $89,6 \mu\text{m}$  für den Federaktor und  $96 \mu\text{m}$  für den Dämpferaktor können, wie auch schon bei den Interfaces, bei beiden Körperschallaktoren deutlich größere Stellwege erreicht werden als diese bei der Auslegung berechnet wurden.

Die erste messbare Eigenfrequenz der Aktoren liegt bei ca.  $2,45 \text{ kHz}$  (vgl. Bild 5.18 links). Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zu den vorausgerechneten  $2,3 \text{ kHz}$  (vgl. Bild 5.14). Erwartungsgemäß zeigen die Torsions- und Kippeigenfrequenzen keine Auswirkung auf die aktive Funktion.

Werden die resultierenden Beschleunigungsverläufe bei Anregung mit einem Sweep-Sinus-Signal im Bereich bis  $1 \text{ kHz}$  betrachtet, zeigt sich ein nahezu idealer Verlauf. Es kommt zu keinen Überhöhungen oder nennenswerte Abweichungen von der vorausgerechneten Aktorkennlinie im Wirkbereich, sodass von einer guten aktorischen Performance ausgegangen werden kann.



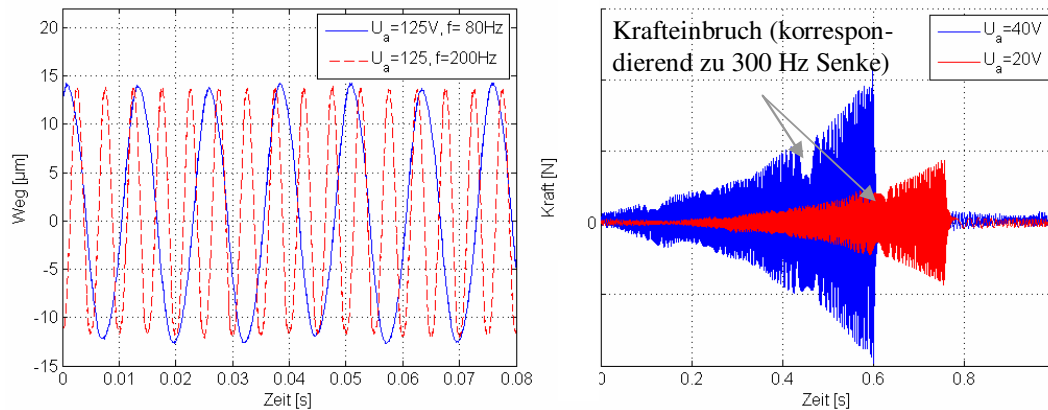
**Bild 5.18:** Beschleunigungsverlauf an der Krafteinleitungsstelle für die Körperschallaktoren mit einer Inertialmasse von  $0,558 \text{ kg}$ .

Neben den maximal erreichbaren Stellwegen ist das Verhalten der Aktoren bei unterschiedlichen Ansteuerfrequenzen von Bedeutung. Um gleichmäßige Kräfte einleiten zu können, muss der Stellwegverlauf der Aktoren frequenzunabhängig sein und sollte den aufgeprägten (Sinus-) Signalen gut folgen. Bild 5.19 (links) zeigt exemplarisch für zwei ausgewählte Betriebszustände das Verhalten der Aktoren im vorgegebenen Arbeitsbereich.



Weder die Wegamplitude noch der zeitliche Verlauf verändern sich, sodass von einer guten Wirkungsweise ausgegangen werden kann.

Die Ermittlung der erzeugbaren Kräfte erfolgt über die Anbindung der Körperschallaktoren an einen massiven, möglichst steifen Masseblock (vgl. Bild 0.11). Zwischen Aktor und Masseblock ist eine piezokeramische Kraftmesseinheit (Typ 201B02, PCB) eingebaut. Trotz der massiven Bauform der Aufspannplatte zeigen die Untersuchungen, dass sehr deutlich ausgeprägte Eigenfrequenzen im Arbeitsbereich der Körperschallaktoren vorhanden sind (vgl. Bild 0.12 Anhang). Diese erschweren die Ermittlung der Reaktionskraft.



**Bild 5.19:** Weg-Zeit-Verlauf der Körperschallaktoren mit einer Inertialmasse von 0,558 kg (links). Kraftverlauf bei sweep-sinus-förmiger Anregung im Bereich  $0 < f < 500$  Hz (rechts).

Bild 5.19 zeigt deshalb stellvertretend zwei Kraft-Zeit-Verläufe bei sweep-sinus-förmiger Anregung von 0...500 Hz. Der Kraftverlauf folgt den Erwartungswerten und steigt quadratisch mit der Frequenz an (vgl. Bild 5.19). Aufgrund des linearen Zuwachses der Frequenz mit der Zeit im aufgeprägten Sweep-Sinus-Signal kann eine direkte Proportionalität zwischen der Zeit und der Frequenz angenommen werden. Bei ca. 300 Hz erkennt man einen kurzzeitigen Einbruch, der zu dem gemessenen Kraftverlauf in Bild 0.12 (Anhang) passt, jedoch aus dem strukturdynamischen Verhalten der Aufspannplatte resultiert. In der Anwendung im Pkw sollte dieser Einbruch nicht auftreten. Die korrespondierenden Versuchsaufbauten sind in Bild 0.11 (Anhang) dargestellt.

Größe	Feder		Dämpfer	
	berechnet	gemessen	berechnet	gemessen
Hub [µm] bei 60 Hz	80	89,6	80	96
Kraftamplitude bei 60 Hz [N]	3,2	-	3,2	-
Frequenzbereich $f_b$ [Hz]	60...500		60...500	
erste Eigenfrequenz (0,558 kg) $z$ [Hz]	2.274	ca. 2.550	2.274	ca. 2.400
Anzahl Aktoren	6		6	
Kapazität gesamt [µF]	12	17,2	12	14,8
max. Ansteuerspannung [V]	-50...200		-50...200	
Bauhöhe [mm]	67,35		100,35	
Durchmesser [mm]	55		55	
Vorspannung [N]	2.750	-	2.750	-

**Tabelle 5.4:** Zusammenfassung der ermittelten Eigenschaften der Körperschallaktoren (0,558 kg Inertialmasse).



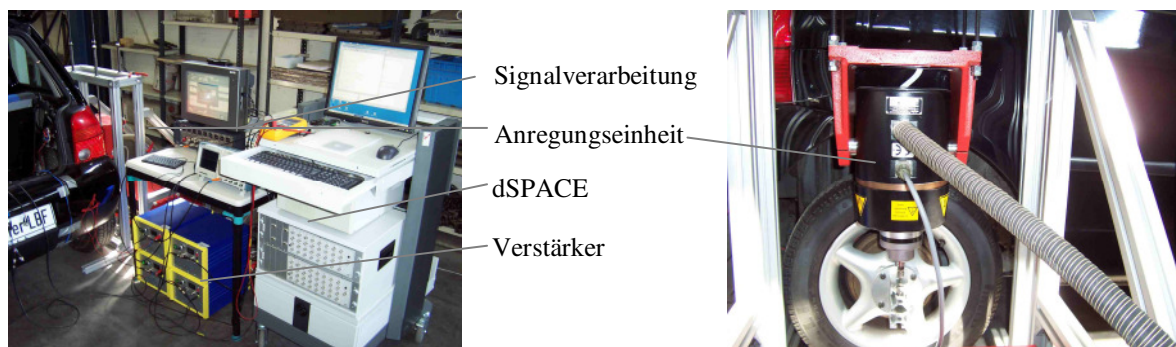
Die Eigenfrequenzen der Aktoren liegen etwas über den berechneten Vorgabewerten. Bei den erreichbaren Stellkräften werden die Erwartungswerte nicht ganz erreicht, sodass eine etwas schlechtere aktorische Performance im unteren Frequenzbereich zu erwarten ist. Durch die bauraumbedingte Massenreduktion ist insgesamt eine schlechte Aktorwirkung zu erwarten.



## 6 Umsetzung im Versuchsfahrzeug und Bewertung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Beeinflussung der NVH-Eigenschaften des Versuchsfahrzeugs im hinteren Fahrwerkbereich. Die vorangegangenen Kapitel zeigen, dass zwei alternative Eingriffsorte bestehen. Für den karosserieseitigen Eingriff werden spezielle Interfaces bzw. Körperschallaktoren benötigen, die in Kapitel 4.3 und 5 entwickelt und vorgestellt wurden. Für den Einsatz direkt am Radträger können aufgrund der günstigeren baulichen Situation zunächst kommerziell verfügbare Aktoren<sup>34</sup> verwendet werden. Dies ermöglicht die Bewertung des Potentials der Maßnahme und des Einsatzortes, ohne zuvor aufwändige und kostenintensive Entwicklungsschritte zu benötigen. Später sollten bezogen auf Bauraum, Kosten und Integrationsfähigkeit optimierte Systeme entworfen und erprobt werden.

Zur Untersuchung der Wirkungsweise der aktiven Maßnahme werden realitätsnahe Störungen benötigt. Um diese zu erzeugen, wird das Fahrzeug mit Hilfe der in Kapitel 3.5 vorgestellten Shakereinheit angeregt (vgl. Bild 6.1). Über das Rapid Prototyping System dSPACE können so nahezu beliebige Störsignale eingekoppelt werden, wobei zu beachten ist, dass aufgrund der Konzentration auf nur einen Freiheitsgrad (z-Richtung) Abstriche bei der Reproduzierbarkeit der vibroakustischen Effekte hingenommen werden müssen. Darüber hinaus zeigen die Untersuchungen in Kapitel 3.5, dass die Anregungseinheit nur im Bereich 40...500 Hz gute Ergebnisse ermöglicht.



**Bild 6.1:** Gesamtaufbau mit Versuchsträger, Anregung, Verstärker, Regelung und Signalverarbeitung.

Um die Wirkungsweise der alternativen Konzepte *Inertialmassenaktoren am Radträger*, *Körperschallaktoren karosserieseitig* und *Interfaces karosserieseitig* zu erproben, werden diese nacheinander im Fahrzeug umgesetzt und mit verschiedenen Regelungskonzepten erprobt. Bild 6.1 stellt den hierzu verwendeten Gesamtaufbau dar.

### 6.1 Tiefabgestimmter Inertialmassenaktor am Radträger

Zunächst wird gemäß Kapitel 4.3.1 der Eingriffsort „am Radträger“ für die aktive Beeinflussung der NVH-Eigenschaften des Fahrzeugs untersucht, um das Grundpotential der aktiven Beeinflussung fahrbahnerregter Störungen zu bewerten. Vorteilhaft an diesem Eingriffsort ist die unmittelbare Nähe zum Ort der Strörungseinleitung im Latsch. Somit wird einer weiteren Ausbreitung der fahrbahninduzierten Anregung direkt entgegenge wirkt. Als Aktorik eignen sich einfache tiefabgestimmte Inertialmassenaktoren auf elektro-

<sup>34</sup> Tiefabgestimmte Inertialmassenaktoren.

dynamischer Basis, wie sie bspw. für Modalanalysen im Laborumfeld Einsatz finden. Diese können direkt am Radträger angebracht werden, um Reaktionskräfte einzuleiten (vgl. Bild 6.2).

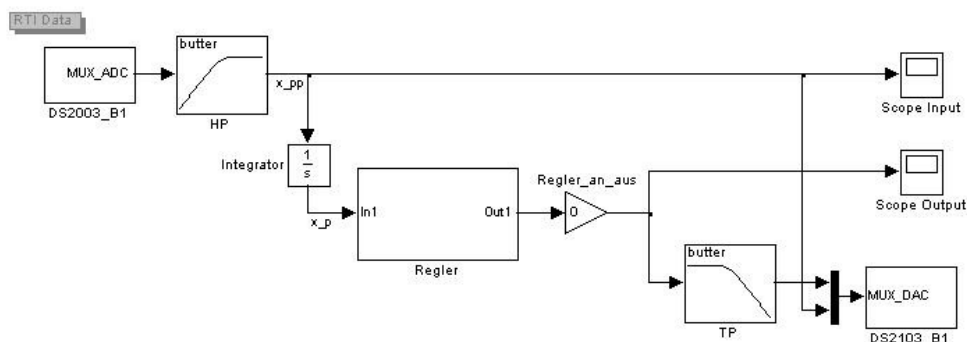
Klassische Inertialmassenaktoren sind von ihrem prinzipiellen Aufbau für eine spätere Anwendung im Fahrzeug ungeeignet, können unter idealisierten Laborbedingungen jedoch zu einem frühen Zeitpunkt Auskunft über die grundsätzliche Machbarkeit und das mögliche Potential des Ansatzes geben (vgl. auch Kapitel 4.3.1.2). Aus diesem Grund sollen sie hier zum Einsatz kommen.

Für die Untersuchungen werden am hinteren rechten Rad des Fahrzeugs mit Hilfe der in Kapitel 3.5 vorgestellten Anregungseinheit Störungen eingeleitet. Diese bilden entweder die Fahrbahnanregung nach oder erzeugen Standardsignale wie Sweep-Sinus oder bandbegrenztes Rauschen. Der Störung wird am Radträger mit Hilfe eines Kraftaktors vom Typ TV 50018 (Tira GmbH, Gewicht: 3,5 kg, Kraftwirkung: 18 N) entgegengewirkt (vgl. Bild 6.2).



**Bild 6.2:** Tiefabgestimmter Inertialmassenaktor am Radträger.

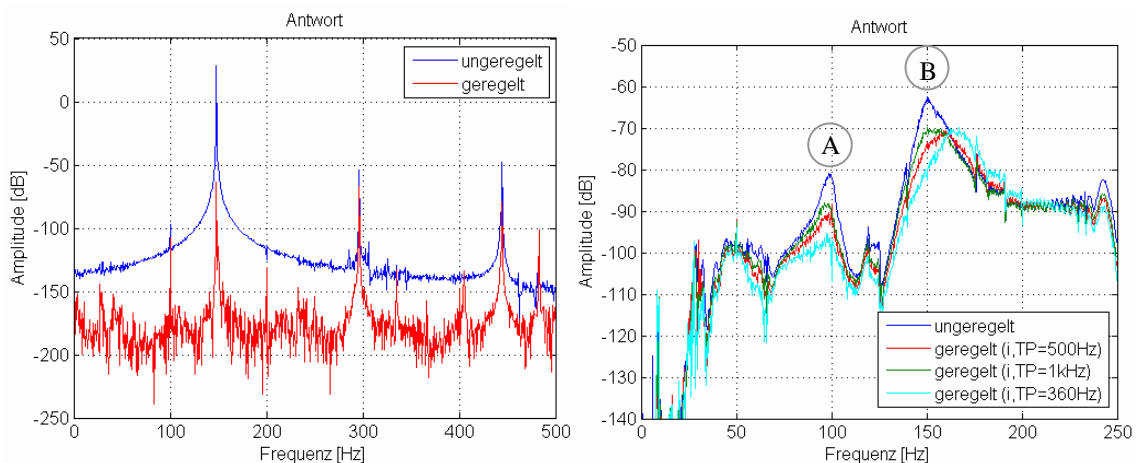
Um das Gesamtsystem geregelt betreiben zu können, wird mit Hilfe von Matlab / Simulink und dem Rapid-Control-System dSPACE das Konzept der *aktiven Dämpfung* (vgl. Kapitel 2.2.1) umgesetzt (vgl. Bild 6.3). Als Eingangssignal für die Regelung kommt die am Radträger gemessene Beschleunigung zum Einsatz, wobei über einen Integrationsalgorithmus die erforderliche Geschwindigkeit berechnet wird. Somit ist die Verwendung der in Kapitel 4.3.3 vorgestellten Low-Cost Sensoren problemlos möglich.



**Bild 6.3:** Regelkonzept *aktive Dämpfung* basierend auf einem Beschleunigungssignal für den Eingriff am Radträger.

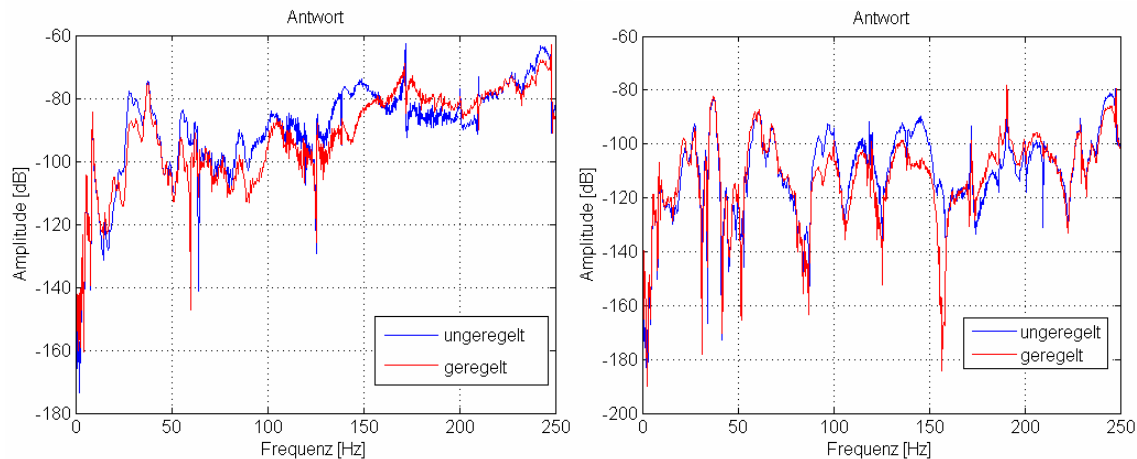
Trotz der mit 18 N zunächst gering erscheinenden aktorischen Wirkung des verwendeten Shakers können mit dem gewählten Ansatz sehr gute Bedämpfungen der Strukturresonanzen erzielt werden (vgl. Bild 6.4).

Wird hierzu zunächst ein monofrequentes Anregungssignal betrachtet, können Reduktionen bis zu 80 dB bei den am Radträger gemessenen Beschleunigungen erreicht werden (vgl. Bild 6.4 links). Obwohl dieser Fall unter realen Bedingungen nicht auftritt, eignet sich diese Betrachtung dennoch, um das Potential des Ansatzes bewerten zu können. Entsprechend gut sind demnach auch die Resultate bei breitbandiger Anregung. Bild 6.4 (rechts) zeigt die mögliche Bedämpfung der vorhandenen Strukturresonanzen. Reduktionen bis ca. 18 dB der gemessenen Radträgerbeschleunigungen können erreicht werden. Darüber hinaus zeigt Bild 6.4 (rechts), dass über die Wahl der Filter- und Regelparameter Einfluss auf das Verhalten der Strecke genommen werden kann. So bewegt sich die Resonanzstelle B mit abnehmender Filtereckfrequenz des Tiefpasses TP (vgl. Bild 6.3) zu höheren Frequenzen. Beide Effekte, Bedämpfung und Resonanzstellenverschiebung, können zur Beeinflussung der NVH-Eigenschaften des Fahrwerks verwendet werden.



**Bild 6.4:** Reduktion der Beschleunigung am Radträger in z-Richtung bei Aufprägung einer monofrequenten Sinusstörung (links) sowie bei Anregung mittels Sweep-Sinus (rechts).

Besonders wichtig für die Bewertung der Maßnahme ist die Auswirkung auf die in die Karosserie eingeleiteten Störungen, also die Frage, ob der gewählte Ansatz die Störungseinkopplung vermindern kann. Bild 6.5 (links) zeigt, dass über den gesamten Bereich angefangen bei ca. 20 Hz teilweise sehr deutliche Reduktionen der am Messpunkt ermittelten Beschleunigungen möglich sind. So ist eine Absenkung der Gesamtkurve um ca. 8 dB im Vergleich zum unregulierten Fall darstellbar. An Resonanzstellen können Spitzenreduktionen von bis zu 15 dB erreicht werden. Es kann demnach davon ausgegangen werden, dass die Einkopplung geregelter Gegenkräfte am Radträger zu einer Gesamtverbesserung des Vibrationsniveaus im Fahrzeug führt.

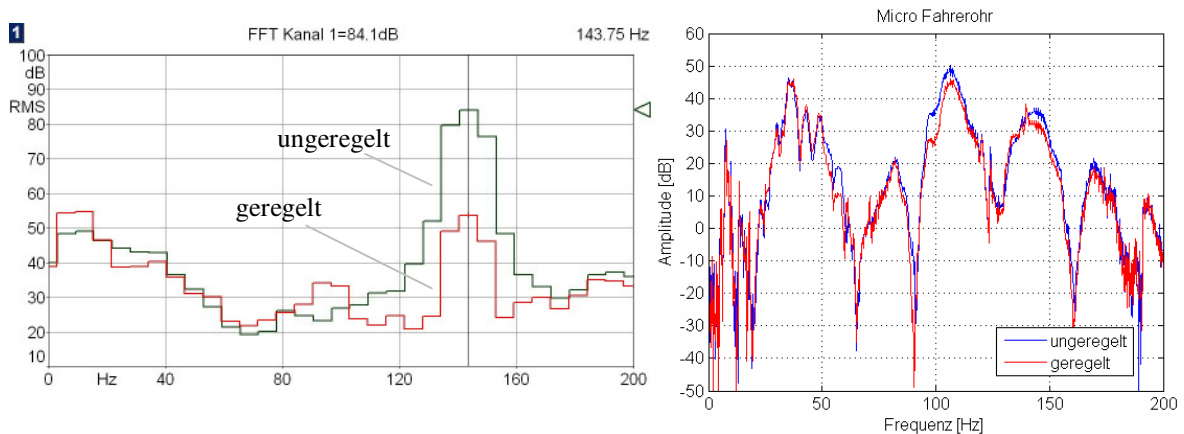


**Bild 6.5:** Reduktion der Beschleunigung an der Messstelle „Feder karosserie-seitig“ (links) sowie an der Sitzschiene in z-Richtung (rechts) durch aktive Schwingungsreduktion am Radträger.

Neben der Untersuchung der Wirkung der aktiven Maßnahme auf das Fahrwerk ist der Einfluss auf weitere Messpunkte im Fahrzeuginneren von Bedeutung. Insbesondere Kontaktstellen zum Fahrer sind hierbei von Interesse, da dessen Vibrationsexposition reduziert werden soll, um ein verbessertes Komfortniveau zu erreichen. Bild 6.5 (rechts) stellt hierzu exemplarisch den Einfluss des aktiven Eingriffs am Radträger auf die Messstelle „Sitzschiene“ dar. Auch hier sind teilweise deutliche Verbesserungen von bis zu ca. 16 dB der ermittelten Beschleunigungen möglich. Auch der Gesamtverlauf der Kurve wird wiederum beeinflusst, wobei dieser Effekt hier nicht so ausgeprägt auftritt, wie dies an der Messstelle „Feder karosserie-seitig“ der Fall ist. Dennoch zeigen sich zu ansteigenden Anregungsfrequenzen bessere Ergebnisse, die zu einer Absenkung des Gesamtverlaufs ab ca. 90 Hz um ca. 5 dB führen.

Weshalb der Gesamtverlauf nicht so deutlich beeinflusst wird, wie dies bei den Messungen an der Feder festgestellt werden konnte, ist unklar. Möglich ist, dass die Beeinflussung von nur einem Freiheitsgrad unzureichend ist. Kapitel 3.5 zeigt, dass durch die geometrische Anordnung der Anregungseinheit am Rad immer auch Störungen in andere Raumrichtungen eingeleitet werden. Diesen wird durch den gewählten einaxialen Inertialmassenaktor nicht entgegengewirkt, so dass sie möglicherweise zu den etwas ungünstigeren Vibrationseigenschaften am Sitz beitragen.

Auch die Untersuchung des resultierenden Luftschalls in der Fahrgastzelle unterstreicht die oben dargestellten Ergebnisse. So zeigt Bild 6.6, dass bei monofrequenter Anregung eine Reduktion des Innenraumgeräusches im Terzspektrum von bis zu 30 dB erreicht werden kann. Wiederum gilt die Einschränkung, dass unter Realbedingungen eine derartige Anregung untypisch ist, zur Potentialabschätzung jedoch geeignet scheint. Bei breitbandiger Anregung kann nur noch eine Reduktion von ca. 3 dB (stellenweise ca. 8 dB) beim gemessenen Luftschalldruck erreicht werden, was hinter den Erwartungen zurückbleibt. Dennoch kann der direkte Durchgriff der AVC-Aktorik am Radträger zum resultierenden Luftschall nachgewiesen werden.



**Bild 6.6:** Veränderungen des Luftschalldrucks am Fahrerohr durch Eingriff am Radträger bei monofrequenter (links) und breitbandiger (rechts) Anregung.

Die hier dargestellte aktive Maßnahme unter Verwendung eines herkömmlichen Shakers am Radträger hat somit einen Wirkungsbereich von ca. 20...250 Hz, wobei höhere Frequenzen durchaus möglich sind. Im Frequenzband  $< 50$  Hz zeigt sich, dass die aktorische Wirkung unzureichend ist, weshalb geringere Verbesserungen erreicht werden als im oberen Bereich. Dennoch kann auch hier Einfluss auf die Übertragungsstrecken genommen werden.

Zusammenfassend ist feststellbar, dass mit Hilfe kommerziell verfügbarer Aktoren basierend auf dem Prinzip des tiefabgestimmten Inertialmassenaktors gute Geräusch- und Vibrationsreduktionen im Fahrzeug erreicht werden können. Problematisch an dem gewählten Ansatz ist die fehlende Eignung tiefabgestimmter Inertialmassenaktoren für bewegte Anwendungen sowie die Zunahme der „ungefederten“ Massen am Radträger.

Für die Lösung des ersten Problems kann, ähnlich wie in [83], [84], [97] und [130] für aktive Motorlagerungen vorgestellt, die erste Eigenfrequenz des Aktorsystems möglichst hoch gewählt werden. Könnte ein tiefabgestimmter Inertialmassenaktor mit einer ersten Eigenfrequenz im Bereich um 55 Hz bei gleichzeitig guter Dämpfung realisiert werden, sollte es möglich sein, die auftretenden Verschiebungen in akzeptablen Grenzen zu halten und somit einen für den Fahrbetrieb tauglichen tiefabgestimmten Inertialmassenaktor zu verwirklichen.

Das zweite Problem, die Erhöhung der „ungefederten“ Masse, ist schwieriger zu lösen. Zwei Ansätze sind vorstellbar:

- 1) Die Kraftwirkung eines Inertialmassenaktors wird maßgeblich durch die verwendete Masse sowie die Spuleneigenschaften bestimmt. Somit kann durch Anpassung der Spuleneigenschaften die Inertialmasse minimiert werden.
- 2) Zur Funktionserfüllung muss sich die Inertialmasse nicht zwingend am Fahrwerk abstützen. Vielmehr ist es denkbar, die Reaktionsmasse an der Karosserie zu verankern. Somit würde der Radträger lediglich mit dem Gewicht der Spule sowie des Krafteinleitungselements belastet. Dies führt zu einer vernachlässigbaren Gewichtszunahme am Radträger. Konstruktiv zu berücksichtigen ist jedoch der durch diesen Aufbau stark vergrößerte Stellweg des Aktorsystems, der im Bereich des Einfederwegs des Fahrwerks liegen müsste. Auch muss durch eine geeignete Anbindung der Inertialmasse an die Karosserie sichergestellt sein, dass keine ungewollte Einkopplung der Reaktionskräfte über die Inertialmasse in die Karosserie er-

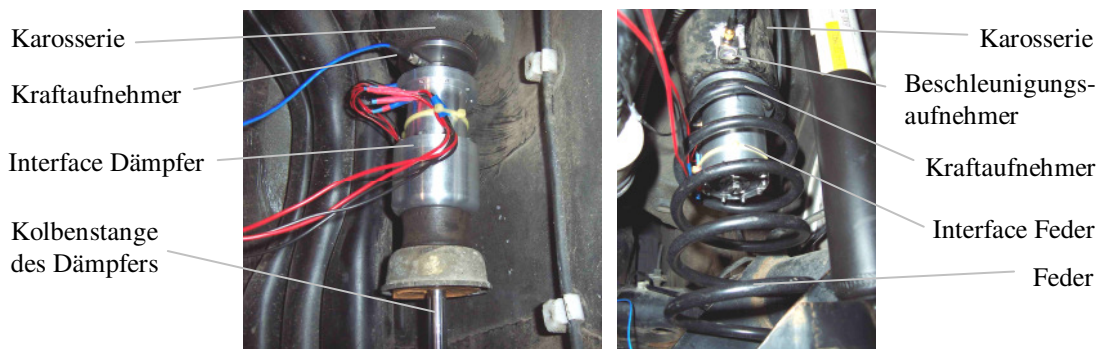


folgt. Ist es möglich, diese Anforderungen konstruktiv umzusetzen, könnte weiterhin die erste Eigenfrequenz des Aktors tiefstmöglich gewählt werden. Somit ergeben sich wesentliche Vorteile bezüglich Kraftwirkung und Frequenzumfang.

Die vorgeschlagenen Lösungen für beide Probleme müssen in weiterführenden Arbeiten auf ihre Umsetzbarkeit unter Anwendungsbedingungen geprüft werden.

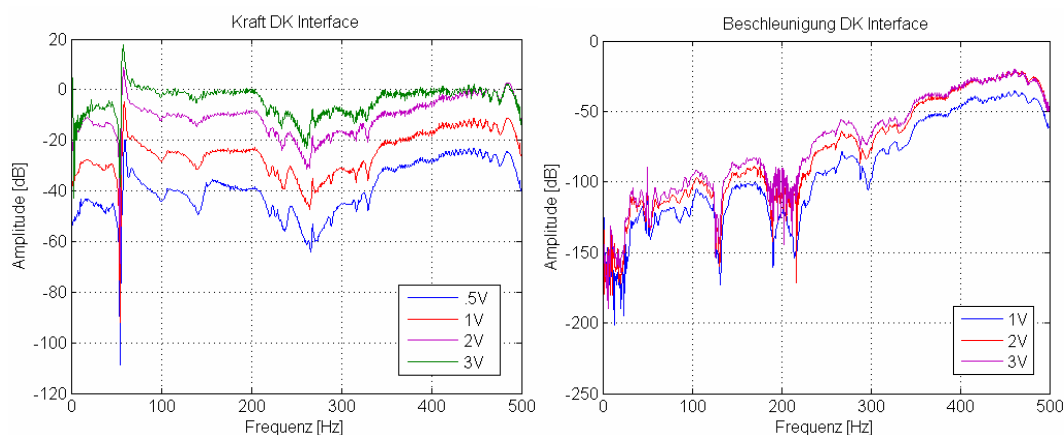
## 6.2 Interfaces karosserieseitig

Entsprechend den Vorgaben aus Kapitel 5.2 können Körperschallinterfaces in die Transferpfade Dämpfer → Karosserie und Feder → Karosserie integriert werden, ohne wesentliche Veränderungen an dem Fahrzeug vornehmen zu müssen (vgl. Bild 6.7). Dies ist erforderlich, um die vibroakustischen Eigenschaften des Transferpfades möglichst nicht zu beeinflussen, da anderenfalls eine Zuordnung der auftretenden Effekte problematisch ist.



**Bild 6.7:** Eingebaute Interfaces im Dämpferbereich (links) sowie im Federbereich (rechts).

Bevor die Aktoren zur aktiven Schwingungsreduktion eingesetzt werden, kann die Bewertung der resultierenden Kräfte und Beschleunigungen Aussagen über das spätere Verhalten ergeben. Problematisch bei dieser Vorgehensweise ist jedoch, dass die dynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs immer mit dem Einfluss der Aktoren vermischt werden, sodass eine Ursachenforschung erschwert wird.



**Bild 6.8:** Eingeprägte Kraft (links) und Beschleunigung (rechts) am Dämpferinterface. (Messergebnisse des Federinterface vgl. Anhang Bild 0.14) <sup>35</sup>.

<sup>35</sup> Bei der Interpretation der Diagramme in Bild 6.8 muss der Verstärkungsfaktor  $K=20$  berücksichtigt werden.



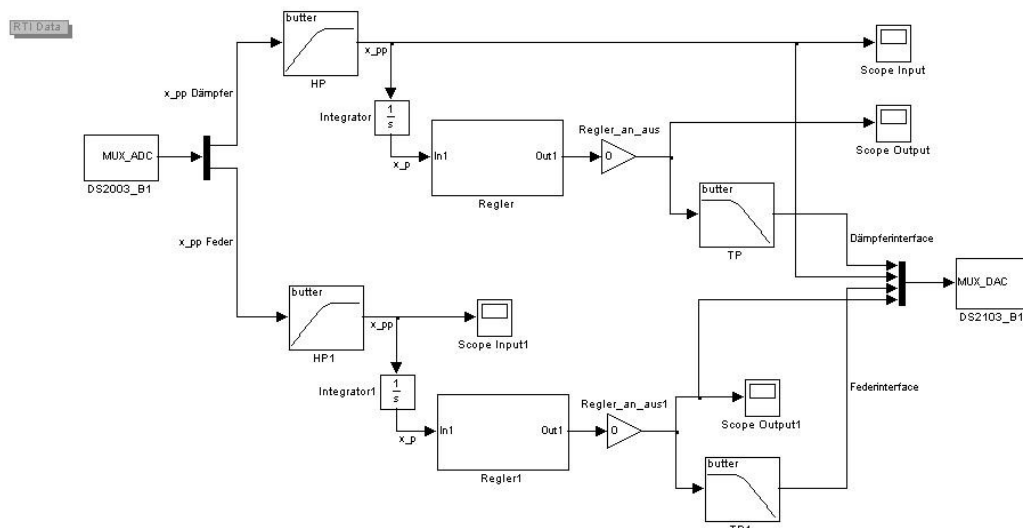
Bild 6.8 stellt die resultierenden Kraft- und Beschleunigungsverläufe bei variierenden Ansteuerspannungen der Piezokeramiken dar. Die Aktoren werden bipolar mit einem Spannungsoffset  $U_{\text{off}} = 75 \text{ V}$  und maximalen Spannungamplituden  $U_{\text{max}} = 100 \text{ V}$  betrieben. Deutlich erkennbar ist die sättigungsbedingte Verringerung der aktorischen Wirkung mit zunehmender Ansteuerspannung (vgl. Bild 6.8), die im inversen Piezoeffekt begründet liegt (vgl. Kapitel 4.3.1).

Wird der Verlauf der resultierenden Schnittkräfte über der Frequenz am Dämpferinterface betrachtet, fällt auf, dass der Grundverlauf in der Tendenz auf einem in etwa gleichen Niveau verharret, unterbrochen von starken Abweichungen bei ca. 60 Hz und im Bereich zwischen 200 Hz und 350 Hz. Im Gegensatz hierzu findet sich bei der Untersuchung des Beschleunigungsverlaufs in diesen Bereichen keine hervorragenden Abweichungen von der mit zunehmender Frequenz ansteigenden Grundtendenz des Kurvenverlaufs. Vergleichbare Resultate finden sich auch am Federinterface, wobei hier sehr deutliche Schwankungen der Schnittkräfte im betrachteten Frequenzbereich zu erkennen sind. Allerdings zeigen sich diese wiederum nicht im aufgezeichneten Beschleunigungsspektrum.

Diese Betrachtung verdeutlicht nochmals die Unterschiedlichkeit der möglichen Regelanätze *aktive Dämpfung* (basierend auf Geschwindigkeiten) und *IFF* (basierend auf Schnittkräften), die in Kapitel 4.3.1.1 dargestellt wurden. Allein aufgrund der deutlich unterschiedlichen Signale ergeben sich Abweichungen im Verhalten der Algorithmen bei Realstrukturen.

### 6.2.1 Aktive Dämpfung

Kapitel 2.2 und 4.3.1.1 zeigen, dass Interface-Strukturen mit Hilfe der aktiven Dämpfung geregelt werden können. Da das erzeugte Stellsignal  $u_R$  von der gemessenen Geschwindigkeit  $y_s$  am Ort des Eingriffs abhängt, ist die Wirkung der aktiven Dämpfung im Bereich von Strukturresonanzen am deutlichsten ausgeprägt, da hier i.d.R. größere Geschwindigkeiten vorliegen.

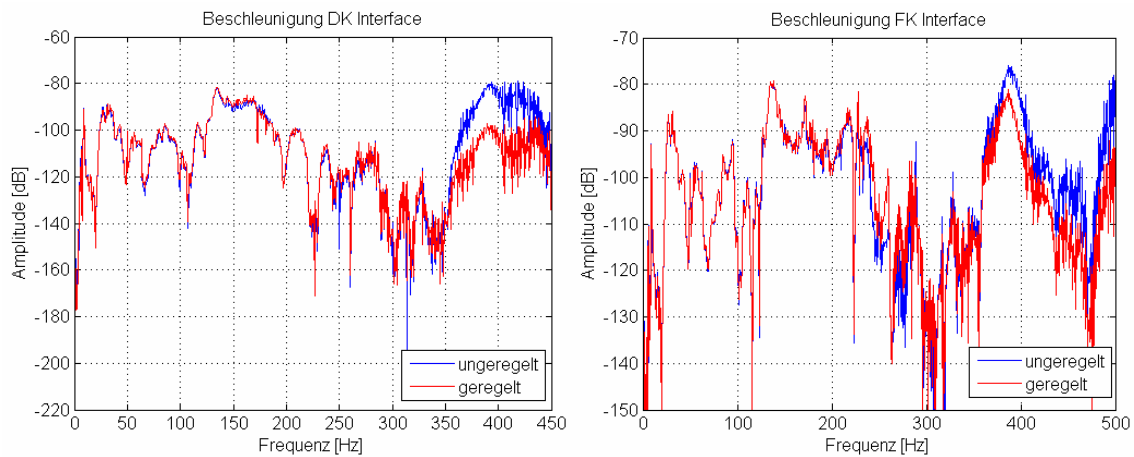


**Bild 6.9: Regelkonzept Körperschallinterfaces (mit dSPACE Schnittstellen).**

Bild 6.9 stellt das gewählte Gesamtsystem zur Umsetzung des Konzeptes der aktiven Dämpfung mit Hilfe von Matlab / Simulink und dSPACE dar. Da Feder- und Dämpferin-

terfaces zeitgleich betrieben werden, muss das Regelkonzept aus Bild 6.3 um einen zweiten Regelkreis erweitert werden. Hierbei werden die beiden Transferpfade zunächst als voneinander unabhängig betrachtet, sodass keine Interaktionen zwischen den beiden Regelkreisen etabliert werden.

Um wiederum erste Aussagen über die Wirkungsweise der Aktoren auf die Karosserie ableiten zu können, wird das Fahrzeug zunächst monofrequent angeregt. Sowohl im Bereich der Feder als auch beim Dämpfer können in diesem Fall sehr deutliche Reduktionen der gemessenen Beschleunigungen<sup>36</sup> erreicht werden (vgl. Anhang Bild 0.13 links). So können im Dämpferbereich bis ca. 70 dB, im Federbereich bis ca. 55 dB erzielt werden. Dies deutet darauf hin, dass die aktorische Wirkung also insbesondere die verfügbaren Kräfte ausreichend dimensioniert sind. Wie auch schon bei der Betrachtung der Wirkungsweise der tiefabgestimmten Shaker am Radträger ist der monofrequente Anregungsfall unter Realbedingungen untypisch. Deshalb wird in Bild 6.10 das ermittelte Beschleunigungsspektrum der jeweiligen Messpunkte bei breitbandiger Anregung dargestellt.



**Bild 6.10: Wirkungsweise der aktiven Dämpfung am Dämpferinterface (links) sowie am Federinterface (rechts) bei breitbandiger Anregung.**

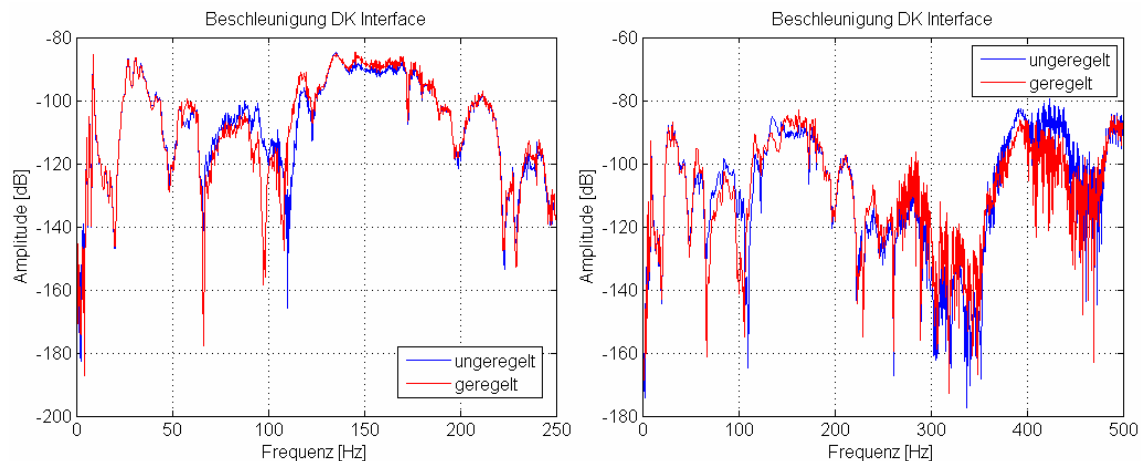
Deutlich zu erkennen ist die signifikante Reduktion der messbaren Beschleunigungen im Bereich  $>300$  Hz. Hier werden Minderungen um bis zu 19 dB am Dämpfer und bis zu 12 dB an der Feder erreicht (vgl. Bild 6.10). Allerdings zeigt Bild 6.10 auch, dass im Frequenzbereich  $<300$  Hz keine Beeinflussung der messbaren Beschleunigungen erreicht wird. Möglicherweise lässt sich dieses Verhalten auf unzureichende Stellwege der Interfaces zurückführen, die durch die Wahl der Low-Cost Aktoren auf  $80\text{ }\mu\text{m}$  begrenzt sind. Weitere Untersuchungen müssen diesen Sachverhalt klären.

## 6.2.2 Integrated Force Feedback

Der zweite untersuchte Regelungsansatz für die integrierten Körperschallinterfaces basiert auf dem *Integrated Force Feedback* nach [119]. Durch die Ermittlung der auftretenden Schnittkräfte an den Kontaktstellen zwischen Karosserie und Interfaces über eingebettete Kraftsensoren kann der IFF-Algorithmus realisiert werden. Die gewählte Reglerstruktur ist

<sup>36</sup> Jeweils zugehörige Messstelle „Feder karosserie-seitig“ bzw. „Dämpfer karosserie-seitig“.

mit dem in Bild 6.9 dargestellten Aufbau vergleichbar und findet sich ausführlich in Bild 0.15 (Anhang).



**Bild 6.11: Wirkungsweise des Regelungskonzepts *IFF* am Dämpferinterface bei breitbandiger Anregung.**

Anders als bei der Verwendung der *aktiven Dämpfung* kann mit Hilfe von *IFF* eine breitbandige Beeinflussung der Übertragungseigenschaften bewirkt werden. Schon bei ca. 50 Hz zeigen sich Modifikationen im gemessenen Beschleunigungssignal (vgl. Bild 6.11). Allerdings bleiben die Ergebnisse insgesamt hinter den Erwartungen zurück. Daneben zeigt Bild 6.11, dass nicht im gesamten Frequenzbereich Verbesserungen ermöglicht werden, sondern teilweise das Verhalten negativ beeinflusst wird, so dass der *IFF*-Ansatz in der gewählten Konfiguration als ungeeignet erscheint.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass durch den Einsatz der hier vorgestellten Körperschallinterfaces deutlich geringere Verbesserungen der NVH-Eigenschaften an der Hinterachse erreicht werden, als dies mit dem zuvor vorgestellten Inertialmassenaktorkonzept möglich ist.

Drei Ursachen könnten zu diesem Verhalten führen:

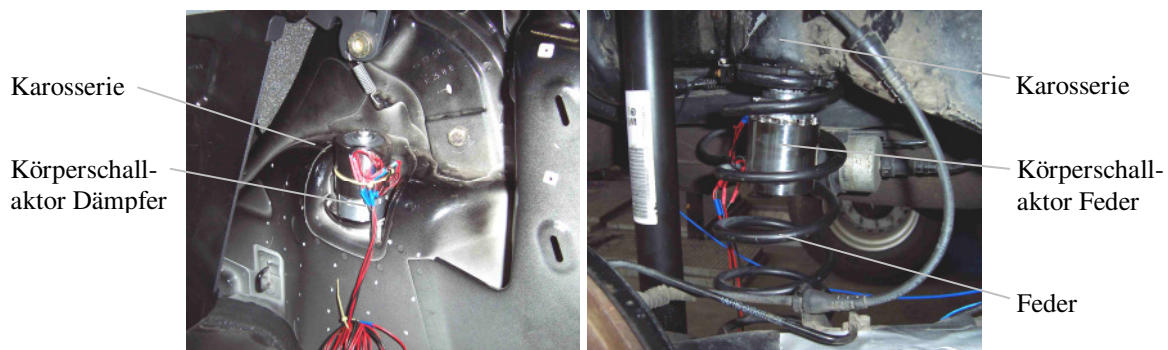
- 1) Trotz sorgfältiger Auslegung könnten die realisierten Stellwege der Aktoren unzureichend sein. Für diese Aussage sprechen die Resultate bei Verwendung der *aktiven Dämpfung*, da hier erst ab ca. 300 Hz deutliche Verbesserungen erreicht werden. Dagegen sprechen jedoch die Ergebnisse des *IFF*, da hier schon ab 50 Hz Beeinflussungen möglich sind.
- 2) Der vorgestellte Ansatz agiert nur in z-Richtung. Kapitel 3 hat jedoch gezeigt, dass an den Verbindungsstellen eine mehraxiale Schwingungseinleitung vorliegt. Möglicherweise ist es nicht ausreichend, sich nur auf die z-Richtung als Störübertragungsachse zu fokussieren.
- 3) Aufgrund der gegebenen Kostenanforderungen der untersuchten Anwendung sind die gewählten Regelungsansätze vergleichsweise einfach, um eine Umsetzung auf preiswerte Elektronik zu ermöglichen. Kapitel 2.2.3 zeigt anhand eines laborartigen Versuchsaufbaus, dass durch den Einsatz komplexer Regelalgorithmen extreme Verbesserungen im Vergleich zu einfachen Ansätzen erreicht werden können. Möglicherweise könnte auch hier über die Berücksichtigung von Interaktionen zwischen den einzelnen Übertragungstrecken sowie die Verwendung modellbasierter

Regler oder adaptiver Steuerungskonzepte ein verbessertes Systemverhalten erreicht werden.

Weiterführende Untersuchungen zur Klärung dieser Sachverhalte wären von großem Interesse.

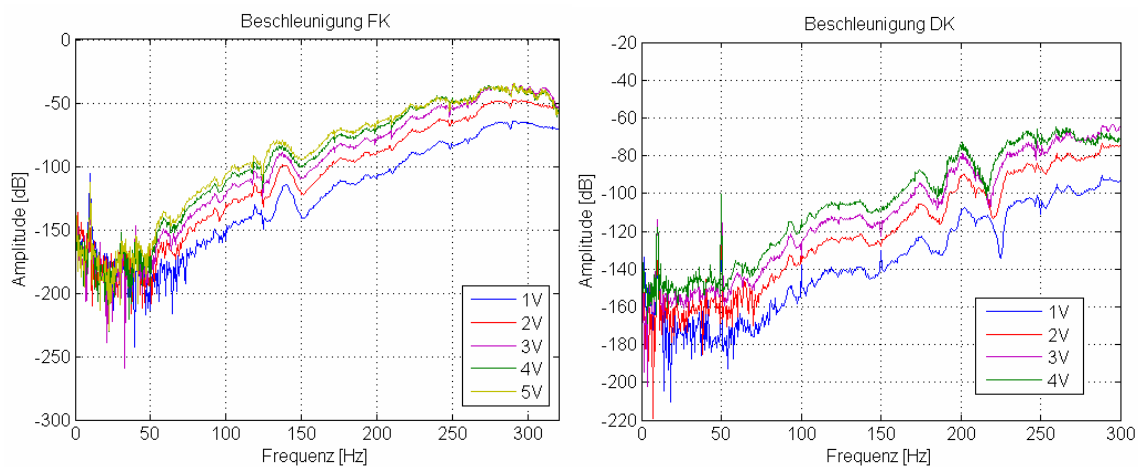
### 6.3 Hochabgestimmte Körperschallaktoren karosserieseitig

Neben den Interfaces wurden in Kapitel 4.3 und Kapitel 5 hochabgestimmte Körperschallaktoren für den karosserieseitigen Einsatz vorgestellt. Bild 6.12 zeigt die realisierten und eingebauten Aktoren. Insbesondere für den Körperschallaktor im Federbereich gelten dieselben Einschränkungen wie für die in Kapitel 5.2 besprochenen Interfaces. Durch die Nutzung des Bauraums zwischen Radträger und Karosserie wird der mögliche Federweg eingeschränkt. Können – wie in der vorgestellten Untersuchung – extreme Fahrmanöver vermieden werden, ist diese Einschränkung zulässig. Für spätere Untersuchungen sollte diese Einschränkung jedoch vermieden werden.



**Bild 6.12:** Eingebaute Körperschallaktoren im Dämpferbereiche (links) sowie im Federbereich (rechts).

Die aktorische Wirkung am Einbauort kann durch die Untersuchung der resultierenden Beschleunigungen bei Anregung durch die Körperschallaktoren bewertet werden. Wiederum vermischen sich bei dieser Vorgehensweise die aktorische Wirkung mit den dynamischen Fahrzeugeigenschaften. Dennoch geben die Messergebnisse einen Überblick über das prinzipielle Verhalten am Messort.

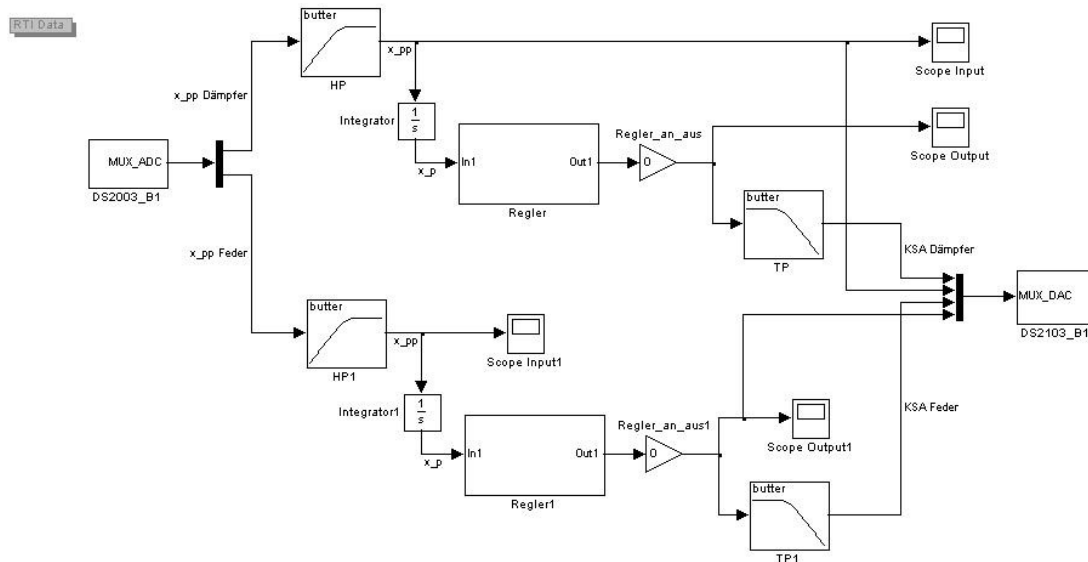


**Bild 6.13:** Eingeprägte Beschleunigung am Körperschallaktor Feder (links) sowie Dämpfer (rechts).

Bild 6.13 stellt die eingepprägten Beschleunigungen an den Messorten „Feder karosserie-seitig“ und „Dämpfer karosserie-seitig“ in Abhängigkeit der aufgetragenen Aktorspannung<sup>37</sup> dar. Für beide Aktoren liegt die untere Einsatzgrenze bei ca. 60 Hz. Darunter können keine ausreichenden Beschleunigungen erzeugt werden, was zu den unzureichenden Messergebnissen in diesem Bereich führt. Oberhalb von 60 Hz steigt die Beschleunigung mit zunehmender Anregungsfrequenz an. Wie schon bei den Interfaces beobachtet, zeigt sich die Sättigung der Piezokeramiken bei großen Ansteuerspannungen indem der erzielte Beschleunigungszuwachs bei steigenden Spannungen abnimmt (vgl. Bild 6.13).

### 6.3.1 Aktive Dämpfung

Als Regelungskonzept kommt das Konzept der *aktiven Dämpfung* zum Einsatz. Bild 6.14 zeigt den Gesamtaufbau der Ansteuerung, wie er in Matlab / Simulink und dSPACE realisiert ist. Durch den Aufbau zweier paralleler Regelkreise ist der gleichzeitige Einsatz der Aktoren möglich. Interaktionen zwischen den Übertragungstrecken sowie hieraus ggf. resultierende Verknüpfungen der Regelkreise werden zunächst vernachlässigt.

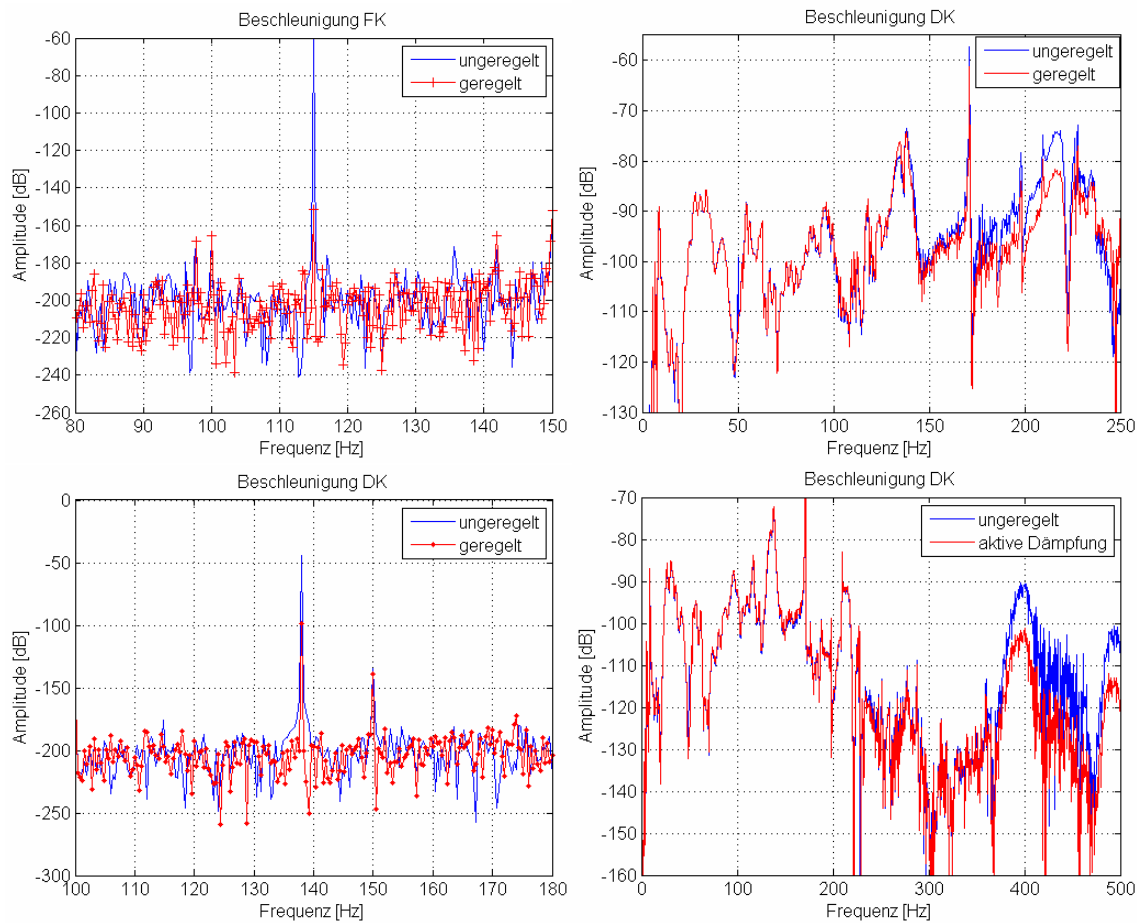


**Bild 6.14: Regelkonzept Körperschallaktoren (mit dSPACE Schnittstellen).**

Mit Hilfe dieser Anordnung kann der Einfluss des geregelten Systems auf die NVH-Eigenschaften untersucht werden. Zunächst wird über die Aufprägung eines monofrequenten Störsignals die grundsätzliche Eignung des Aufbaus betrachtet. Hierbei sind Reduktionen von bis zu 95 dB an der Feder und 60 dB am Dämpfer möglich (jeweils karosserie-seitig). Wird das Verhalten des Ansatzes bei breitbandiger Störung betrachtet, können ab ca. 120 Hz erste Verbesserungen erzielt werden. Deutliche Verbesserungen der gemessenen Beschleunigungen an den Messstellen „Feder karosserie-seitig“ und „Dämpfer karosserie-seitig“ können jedoch erst oberhalb von 150 Hz für den Dämpferbereich und 300 Hz für den Federbereich erzielt werden. Hier finden sich Reduktionen der Überhöhungen von bis zu ca. 10 dB (Dämpfer) und ca. 8 dB (Feder). Daneben fällt auf, dass nicht nur die Resonanzstellen beeinflusst werden können, sondern eine Absenkung des gesamten Beschleu-

<sup>37</sup> Der Leistungsverstärkungsfaktor  $K = 20$  muss bei der Interpretation des Diagramms berücksichtigt werden.

nigungsniveaus möglich ist. Dies stellt einen deutlichen Unterschied zu den Ergebnissen bei Verwendung des tiefabgestimmten Inertialmassenaktors am Radträger dar, hierbei konnten ausschließlich Überhöhungen beeinflusst werden (vgl. Kapitel 6.1).



**Bild 6.15:** Wirkungsweise der Körperschallaktoren an der Feder (oben) und dem Dämpfer (unten) bei monofrequenter (links) bzw. breitbandiger (rechts) Anregung.

Dennoch sind die erzielten Resultate nicht zufriedenstellend. Dies liegt vermutlich maßgeblich an der verwendeten Reaktionsmasse, die bauraumbedingt deutlich zu gering gewählt werden musste. So zeigen die Berechnungen in Kapitel 5.3, dass für eine zufriedenstellende Beeinflussung ab 60 Hz mindestens 3,52 kg erforderlich sind. Realisiert werden konnten jedoch nur 0,558 kg. Ist es möglich, die erforderliche Masse zu integrieren, sollten entsprechende Verbesserungen im unteren Frequenzbereich darstellbar sein.

## 6.4 Vergleich der Konzepte

Alle drei untersuchten Konzepte führen zu Verbesserungen bei den gemessenen Beschleunigungen. Allerdings zeigt sich, dass der Einsatzort „am Radträger“ in Kombination mit einem tiefabgestimmten Inertialmassenaktor zu den deutlichsten Verbesserungen führt. Die karosserieseitig angeordneten Körperschallinterfaces und –aktoren wirken erst bei höheren Frequenzen, bleiben jedoch insgesamt hinter den Erwartungen zurück.

Durch den Einsatz eines tiefabgestimmten Inertialmassenaktors am Radträger können auftretende Fahrwerkresonanzen stark reduziert werden. Diese Reduktion wirkt sich im gesamten Fahrzeug positiv aus und führt sowohl zu Verringerungen der messbaren Be-

schleunigungen als auch zu einem abgesenkten Innenraumgeräusch. Insbesondere die Beeinflussung des Innenraumgeräuschs ist von zentraler Bedeutung für die Bewertung der Maßnahmen, da sich die Wahrnehmung des Menschen im betrachteten Frequenzbereich aus hör- und fühlbaren Anteilen zusammensetzt (vgl. Kapitel 2.4). Können beide Wahrnehmungsformen beeinflusst werden, kann eine maximale Wirkung bezogen auf die Komfortverbesserung erreicht werden. Durch den Einsatz des Inertialmassenaktors im Fahrwerk können somit die gemessenen Beschleunigungen um bis zu 18 dB, der gemessene Schalldruckpegel um bis zu 8 dB verringert werden.

Wie die Untersuchungen zeigen, ist der Einsatz tiefabgestimmter Inertialmassenaktoren in der vorgestellten mobilen Anwendung jedoch nicht unproblematisch. Zwei Hauptprobleme gilt es zu beachten:

- 1) Es kann zu einer Zunahme der ungefederten Masse am Radträger kommen, was aus fahrdynamischer Sicht ungünstig ist.
- 2) Die erforderliche „weiche“ Anbindung der Reaktionsmasse kann zu unzulässigen Verschiebungen im Fahrbetrieb führen und die Aktorik schädigen (vgl. Kapitel 4.3.1.2).

Lösungsansätze für beide Probleme sind verfügbar, müssen bezüglich ihrer konstruktiven Umsetzbarkeit jedoch weiter untersucht werden (vgl. Kapitel 4.3.1.2).

Wie die Untersuchungen zeigen, wirken die karosserieseitig angebrachten Körperschallinterfaces erst bei höheren Frequenzen. Unterhalb von 300 Hz zeigen sich keine messbaren Auswirkungen auf das Übertragungsverhalten des Fahrwerks. Oberhalb von 300 Hz kommt es jedoch zu ausgeprägten Verbesserungen. So ist es möglich, mit Hilfe der verwendeten Interface-Strukturen Beschleunigungsreduktionen von bis zu 19 dB am Dämpfer und bis zu 12 dB an der Feder zu erzielen (jeweils karosserieseitig). Aufgrund technischer Einschränkungen der Anregungseinheit (vgl. Kapitel 3.5) ist es nicht möglich, den Frequenzbereich oberhalb von 500 Hz zu untersuchen. Deshalb sind fundierte Aussagen über diesen erweiterten vibroakustischen Bereich schwierig. Dennoch scheint der Einsatz aktiver Interfaces vor allem im höheren Frequenzbereich zu deutlichen Vorteilen zu führen, was jedoch in weiterführenden Arbeiten untersucht werden muss. Daneben zeichnet sich das Interface-Konzept durch eine gute Integrierbarkeit in das Fahrwerk aus. Insbesondere wenn die erforderliche Aktorik in Komponenten wie bspw. dem Dämpfer eingebunden wird und diese Integration in frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung erfolgt, ergibt sich ein minimaler Änderungsaufwand im Karosseriebereich.

Das dritte untersuchte Konzept, die hochabgestimmten karosserieseitig angebrachten Inertialmassenaktoren an Feder und Dämpfer, führen ebenfalls zu Verbesserungen bezogen auf die messbaren Beschleunigungen. Auch hier steigt die Wirkung des Ansatzes mit zunehmender Frequenz. Breitbandige Reduktionen von bis zu 10 dB sind erreichbar, allerdings bleibt die Wirkung deutlich hinter den Erwartungen zurück. Dies erklärt sich im Wesentlichen aus der unzureichenden Reaktionsmasse des Aktors. Aufgrund der gegebenen konstruktiven Randbedingungen ist lediglich eine Masse von 0,558 kg darstellbar. Gemäß den Auslegungsrechnungen in Kapitel 5.3 wird jedoch die 6-fache Masse benötigt um die erforderlichen Kräfte zur Schwingungskompensation zu ermöglichen. Dies führt zu den unwesentlichen Verbesserungen im unteren Frequenzbereich. Besonders vorteilhaft an diesem Konzept ist jedoch die nachträgliche Applizierbarkeit, die Körperschallaktoren zu

einem trouble-shooting-Werkzeug machen kann. Problematisch ist auch hier – ähnlich wie bei den Aktoren am Radträger – die Zunahme der Fahrzeugmasse. Im Gegensatz zum Radträgerkonzept wird jedoch nicht die ungefederte Masse des Fahrwerks verändert, so dass geringere Auswirkungen auf die Fahrdynamik zu erwarten sind.

Die verschiedenen Vor- und Nachteile sind in Tabelle 6.1 zur besseren Übersicht zusammengefasst.

Konzept / Einbauort	Vorteil	Nachteil
Tiefabgestimmter Inertialmassenaktor / Radträger	Gute Reduktion der gemessenen Beschleunigungen	Ggf. Erhöhung der „ungefederten“ Masse
	Globale Auswirkung	Tiefe Abstimmung problematisch
	Eingriff nah am Ort der Störeinprägung	Massenzuwachs
	Nicht im Kraftfluss	
Interfaces / Karosserie	Gut integrierbar	Wirkung in gewählter Konfiguration erst oberhalb 300 Hz gegeben
	Geringes Gewicht	Änderung der Karosserie oder der Komponenten (Feder & Dämpfer) erforderlich, um eine vollständige Integration zu ermöglichen
		Im Kraftfluss
Körperschallaktor / Karosserie	Gut integrierbar	Wirkung mit gegebener Masse erst oberhalb 120 Hz (Dämpfer) bzw. 350 Hz (Feder) zufriedenstellend
	Nachträglich anbringbar	Massenzuwachs
	Nicht im Kraftfluss	

**Tabelle 6.1: Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile der untersuchten Konzepte.**



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung verschiedener aktiver Maßnahmen zur Beeinflussung der NVH-Eigenschaften von Pkw-Fahrwerkstrukturen bei fahrbahnerregten Anregungen. Daneben stellt die Identifizierung typischer Ursachen für unzureichendes vibroakustisches Übertragungsverhalten im hinteren Fahrwerkbereich einen wesentlichen Inhalt der Arbeit dar. Resultierend aus umfangreichen experimentellen Untersuchungen des Versuchsfahrzeugs können drei Ursachen von übergeordneter Bedeutung abgeleitet werden:

- 1) **Unzureichende Eingangsimpedanzen.** Die Untersuchung der Karosserieeingangsimpedanzen an den Verbindungsstellen zum Fahrwerk zeigen ein unzureichendes Verhalten bei höheren Frequenzen. Somit wird die Körperschalleinleitung in diesem vibroakustisch besonders relevanten Bereich erleichtert.
- 2) **Fahrwerkresonanzen.** Das Fahrwerk des untersuchten Versuchsträgers zeigt deutliche Resonanzen im Bereich bis 200 Hz. Diese Überhöhungen führen zu Störgeräuschen und Vibrationen im Fahrzeug, die durch die Filtereigenschaften des Fahrwerks und der Karosserie nicht hinreichend abgemildert werden können.
- 3) **Anregungsspektrum.** Die Anregung des Fahrzeugs durch die Fahrbahn-Reifen-Interaktion hat nach [17], [30], [31] und [125] ihren Schwerpunkt im Frequenzbereich  $< 300$  Hz. Wie die Untersuchungen zeigen, liegen auch oberhalb 300 Hz mess- und hörbare Störungen vor. Da diese auf einen Bereich unzureichender Eingangsimpedanz der Verbindungsstellen der Karosserie mit dem Fahrwerk treffen (vgl. oben), können sie – trotz geringer Amplituden – zu Störgeräuschen im Innenraum führen.

In Kombination können diese Phänomene zu den bekannten vibroakustischen Problemen moderner Fahrzeuge bei Überfahrt von Dehnfugen, Kanaldeckeln, Bitumenstreifen aber auch auf rauem Asphalt führen. Passive Maßnahmen stoßen in diesem Frequenzbereich an ihre Grenzen, weshalb der Einsatz aktiver Systeme untersucht wird. Hierzu werden drei alternative Konzepte betrachtet:

- 1) Aktives Interface (karosserieseitig).
- 2) Aktiver Körperschallaktor (karosserieseitig).
- 3) Tiefabgestimmter Inertialmassenaktor (am Radträger).

Neben der Entwicklung der erforderlichen Aktoren unter Verwendung numerischer Verfahren wie FEM (ANSYS) oder CACE (Matlab / Simulink) stellt die Untersuchung preiswerter Substitute für Komponenten wie Beschleunigungssensoren, piezokeramische Stapelaktoren oder Leistungsverstärker eine Herausforderung bei der Entwicklung aktiver Systeme dar. Hier ist es gelungen, signifikante Kostenreduktionen der Komponenten bei vergleichbaren Leistungsdaten aufzuzeigen, sodass das Potential aktiver Lösungen selbst im kostensensitiven Automobilumfeld darstellbar ist.

Die Entwicklung adaptiver Systeme verändert die Anforderungen an den Entwicklungsprozess. Aufgrund der starken Interaktionen zwischen der zugrundeliegenden Strukturdynamik des Zielsystems mit Elementen der aktiven Lösung (namentlich: Aktor, Sensor, Verstärker, Signalverarbeitung, Regler) muss ein ganzheitlicher Ansatz gewählt wer-

den. Im Rahmen der Arbeit wird hierzu ein Lösungsweg zur Gesamtsystementwicklung vorgestellt, der die Verknüpfung unterschiedlicher numerischer und experimenteller Vorgehensweisen ermöglicht. Somit werden frühzeitig Aussagen über die Leistungsfähigkeit aktiver Maßnahmen in der Zielerreichung möglich. Unter Verwendung dieser Entwicklungssystematik werden Lösungen für die drei Konzepte *Interface*, *Körperschallaktor* und *tiefabgestimmter Inertialmassenaktor* umgesetzt und im Fahrzeug untersucht. Für die Bewertung wird eine Anregungseinheit realisiert, die im Laborumfeld realitätsnahe Störungen nachbilden kann. Diese ermöglicht die Einprägung einaxialer Störungen im Bereich 30...500 Hz mit beliebiger Signalform, was insbesondere für die Reglerentwicklung von Bedeutung ist.

Da der Fokus der Arbeit auf dem Vergleich und der Potentialabschätzung unterschiedlicher AVC-Ansätze im Fahrwerk liegt, werden verschiedene Regelungsalgorithmen vergleichend untersucht. Hierbei zeigt sich, dass unter den gegebenen Randbedingungen der Ansatz der *aktiven Dämpfung* zu besseren Ergebnissen führt als das *Integrated Force Feedback (IFF)*. Beide Konzepte können aufgrund ihrer Struktur auf preiswerter Elektronikhardware realisiert werden, was eine Grundvoraussetzung für die Anwendung im Automobil darstellt.

Werden die Resultate der unterschiedlichen Aktor- und Einbaukonzepte betrachtet, kann mit allen Ansätzen das vibroakustische Fahrzeugverhalten beeinflusst werden. Die besten Resultate können durch Verwendung eines tiefabgestimmten Inertialmassenaktors am Radträger erreicht werden. Durch den Eingriff nahe am Ort der Störungseinleitung ist eine unmittelbare Wirkung erzielbar. Dies wirkt sich günstig auf die Schwingungsausbreitung im Fahrzeug aus, was sich unter anderem in der Minderung der auftretenden Beschleunigungen widerspiegelt. Reduktionen bis zu 18 dB bei breitbandiger Anregung an den Resonanzstellen können erreicht werden. Die Untersuchungen zeigen, dass sich diese Reduktionen nicht nur auf die gemessenen Beschleunigungen, sondern auch auf den resultierenden Luftschalldruck auswirken. Dies ist von besonderer Bedeutung für die komfortsteigernde Wirkung der Maßnahme für die Passagiere.

Für Probleme, die das Konzept eines tiefabgestimmten Inertialmassenaktors in mobilen Anwendungen typischerweise begleiten, können Lösungsansätze aufgezeigt werden. Insbesondere die Zunahme der ungefederten Masse am Radträger kann durch die Nutzung der Karosserie als Trägerelement vermieden werden. Weitere Entwicklungsschritte für die Integration in das Fahrwerk des Versuchsträgers sind erforderlich, um auch in Fahrversuchen die Wirkungsweise bestätigen zu können.

Die beiden karosserieseitigen Konzepte *Interface* und *Körperschallaktor* werden in der gewählten Konfiguration nicht den Erwartungen gerecht. Trotz sorgfältiger Auslegung scheinen die realisierten Stellwege nicht auszureichen. Somit zeigen sich relevante Beeinflussungen der vibroakustischen Eigenschaften erst bei höheren Frequenzen. Bspw. führt der Einsatz aktiver Interfaces erst oberhalb von 300 Hz zu Verbesserungen, die dann mit Beschleunigungsreduktionen von bis zu 19 dB jedoch sehr deutlich ausfallen. Die hierbei ermittelten charakteristischen Beschleunigungsverläufe über der Frequenz lassen vermuten, dass sich die Wirkungsweise mit zunehmender Anregungsfrequenz verbessert. Aufgrund prinzipbedingter Einschränkungen des experimentellen Aufbaus kann dies jedoch nicht verifiziert werden. Besonders vorteilhaft an der Verwendung aktiver Körperschallinterfaces ist die leichte Integrierbarkeit aufgrund der Möglichkeit der direkten Einbettung in

den Lastpfad. Deshalb sollten weitere Untersuchungen folgen, die sich auf den Einfluss leistungsstärkerer Regelalgorithmen (modellbasierte Regler oder adaptive Steuerungen) und die Realisierung größerer Stellwege konzentrieren. Auch ist es erforderlich, Änderungen an der Karosserie oder den betroffenen Komponenten (Dämpfer und Feder) zu ermöglichen, um größere Stellwege zu realisieren. Neben der Untersuchung des Einflusses alternativer Regelungskonzepte muss insbesondere die vollständige Integration der erforderlichen Komponenten (Verstärker, Reglerelektronik, Sensoren) in das Fahrzeug im Fokus weiterführender Arbeiten stehen. Darüber hinaus ist eine Erweiterung des Ansatzes auf die verbleibenden Freiheitsgrade der Körperschallübertragung an den Verbindungsstellen des Fahrwerks erforderlich, bevor ein Funktionsnachweis im Fahrversuch durchgeführt werden kann.

Die vorliegende Arbeit identifiziert demnach typische vibroakustische Fahrzeugprobleme in einem bislang wenig untersuchten Frequenzbereich. Darüber hinaus werden das Potential und die Grenzen verschiedener Active-Vibration-Control Ansätze zur Lösung der identifizierten Schwächen aufgezeigt. Hierbei konzentrieren sich die Untersuchungen auf fahrbahnerregte Störungen im hinteren Fahrwerkbereich, wo sie zu deutlichen Verbesserungen der auftretenden Beschleunigungen und Geräusche führen.



## Literaturverzeichnis

- [1] ISO 2631-1, Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration – Part 1: General Requirements, ISO 2631-1, International Organization for Standardization, Geneva, 1997 (2nd Edition).
- [2] DIN EN 61012, Filter für die Messung von hörbarem Schall im Beisein von Ultraschall (IEC 61012:1990); Deutsche Fassung EN 61012:1998.
- [3] VDI Richtlinie 2057 Blatt 1, Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen, Ausgabedatum: 2002-09, Überprüft und bestätigt: 2007-09.
- [4] SAE J670e, Vehicle Dynamics Terminology, Vehicle Dynamics Standards Committee, Revised JUL76, SAE.
- [5] VDI 2206, Entwicklungsrichtlinie für mechatronische Systeme, ICS: 03.100.40, 31.220.01, 39.020, 06/2004.
- [6] Abu Hanieh, A., Horodincu, M., Preumont, A., Stiff and Soft Stewart Platforms for Active Damping and Active Isolation of Vibrations, Actuator 2002, 8<sup>th</sup> International Conference on New Actuators, 10-12 June 2002, Bremen, Germany.
- [7] Alberti, V., Möglichkeiten der adaptiven Fahrwerkämpfung in Kraftfahrzeugen, ATZ 93 5, 1991.
- [8] Atzrodt, H., Herold, S., Mayer, D., Thomaier, M., Melz, T., Gesamtsystemsimulation aktiver Strukturen am Beispiel eines aktiven Interfaces, IFM, Internationales Forum Mechatronik, Augsburg, 2005.
- [9] Atzrodt, H., Herold, S., Mayer, D., Thomaier, M., Melz, T., Numerische Gesamtsystemsimulation aktiver Strukturen und experimenteller Abgleich, Proceedings of Adaptronic Congress, Göttingen 2005.
- [10] Barz, M., Untersuchung zum Einsatz adaptiver und aktiver Fahrwerkklager in Pkw, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 452, VDI Verlag, Düsseldorf, 2001.
- [11] Bathelt, H., Analyse der Körperschallübertragungswege in Kraftfahrzeugen, Automobil Industrie 1/1981.
- [12] Bein, T., Bös, J., Herold, S., Mayer, D., Melz, T., Thomaier, M., Smart interfaces and semi-active vibration absorber for noise reduction in vehicle structures, Aerospace Science and Technology, Elsevier, 2007.
- [13] Bein, T., Bös, J., Herold, S., Mayer, D., Melz, T., Thomaier, M., Smart Interfaces and Semi-Active Vibration Absorber for Noise Reduction in Vehicle Structures, Aerospace Science and Technology Journal (AST), Special Issue on Noise Reduction.
- [14] Beiker, S., Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 418, VDI Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [15] Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, Numerical Analysis and Simulation in Vehicle Engineering, Tagung Würzburg, VDI-Berichte 1701, VDI Verlag, Düsseldorf, 1./2. Okt. 2002.
- [16] Birch, S. Good Vibrations, Automotive Engineering International, AEI, S. 46ff, SAE International, 09/2006.
- [17] Biermann, J. W., Beckmann, T., Wech, L., Meier, R., Analyse des Reifenabrollgeräuschs mit einem Messfahrzeug Automobiltechnische Zeitung, 6/2004 Jahrgang 106, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2004.

- [18] Blöcking, F., Sugg, B., Piezo actuators: A technology prevails with injection valves for combustion engines, Actuator 2006, 10th International Conference on New Actuators, 14–16 June 2006, Bremen, Germany, S. 171–176.
- [19] Böcking, J., Heidrich, M., Rudolph, A., Hydraulische Fahrweklager, Wirkungsweise, Einfluss und rechnergestützte Auslegung bei Freudenberg, VDI Berichte Nr. 1494, VDI Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [20] Bohn, C., Karkosch, H. J., Svaricek, F., Zustandsbeobachter für periodische Signale: Anwendung zur aktiven Kompensation von motorerregten Karosserieschwingungen, at - Automatisierungstechnik, 53, 11, Oldenburg Verlag, 2005.
- [21] Bös, J., Numerical Shape Optimization in Structural Acoustics, Shaker Verlag, Aachen 2004.
- [22] Bußhardt, J., Isermann, R., Semiaktive parameter-adaptive Radaufhängung mit variablem Dämpfer und variabler Feder, VDI Bericht Nr. 1088, VDI Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [23] Bubb, H., Kücükay, F., Bitter, T., Fritzsche, F., Hartung, J., Darstellung des Schwingungsverhaltens von Fahrzeug-Insassen - Symbiose aus Experiment und Simulation, FAT-Schriftenreihe No. 189; Verband der Automobilindustrie, 2005.
- [24] Bukovics, J., Vogel, F., Bathelt, H., Wodtke, H.W., Direkte Messung von Schwingungskräften -Ein Weg zu verbessertem Abrollkomfort, ATZ 100 7/8, 1998.
- [25] Cakmak, M., Gülich, S., Lischke, R., Müller, A., Verweyen, K., Auslegung des Schwingungskomforts der Karosserie, Sonderausgabe Audi A6 von ATZ und MTZ, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [26] Chae, C.-K., Lee, J.-H., Kim, K.-J., Lim, J.-K., Bae, B.-K., Choi, S.-K., Identification of Forces Transmitted onto Car Body Through Rubber Bushings in Suspension Systems Under Driving Conditions, SAE Technical Paper 1999-01-1841.
- [27] Couche, J., Fuller, C., Active Control of Power Train and Road Noise in the Cabin of a Sport Utility Vehicle with Advanced Speakers, ACTIVE 99, 1999.
- [28] Cremer, L., Heckel, M., Petersson, B.A.T. Structure-Borne Sound Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2005.
- [29] Dehandschutter, W., van Cauter, R., Sas, P., Active Control of Simulated Structure Borne Road Noise Using Foce Actuators, SAE Technical Paper 951324.
- [30] Dietsche, K.H., Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, Robert Bosch GmbH, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [31] Dixon, J. C., Tires, suspension and handling, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., USA, 1998.
- [32] Douville, H., Masson, P., Berry, A., On-resonance transmissibility methodology for quantifying the structure-borne road noise of an automotive suspension assembly, Applied Acoustics 67 (2006) 358–382, Elsevier, 2006.
- [33] Ehmann, C., Nordmann, R., Gegenüberstellung von Reglerstrategien zur aktiven Schwingungsdämpfung am Beispiel einer Werkzeugmaschine, Adaptronic Congress 2004, 27.-28. April.
- [34] Ehmann, C., Methoden und Komponenten für die Realisierung aktiver Schwingungsdämpfung, Technische Universität Darmstadt, Shaker Verlag, Aachen, 2003.
- [35] Elliott, S.J., Benassi L., Brennan M.J., Gardonio P., Huang X., Mobility analysis of active isolation systems, Journal of Sound and Vibration 271 (2004) 297–321, Elsevier, 2004.
- [36] Elliott, S.J., Signal Processing for Active Control, Academic Press, 2001.
- [37] El-Sinawi, A.H., Active vibration isolation of a flexible structure mounted on a vibrating elastic base, Journal of Sound and Vibration 271 (2004) 323–337, Elsevier, 2004.

- [38] Ewins, D.J., Modal Testing, Theory, Practice and Application, Research Studies Press, Baldock, 2000, England.
- [39] Falkner, A., Reinalter, W., The Effect of Road-excited Vibrations on the Load Spectrum, the Required Space and the Ride Comfort, Automobiltechnische Zeitung ATZ 6/2005, Volume 107.
- [40] Felske, H., Aktive Innengeräuschreduzierung bei Kraftfahrzeugen, ATZ 92 1, 1990.
- [41] Fecht, N., Fahrwerktechnik für Pkw, Grundlagen, Konzepte, Prozesse und Trends, Die Bibliothek der Technik, Band 262, verlag moderne industrie, Landsberg am Lech, 2004.
- [42] Föllinger, O., Dörrscheidt, F., Regelungstechnik, Einführung in die Methoden und ihre Anwendung, Hüthig, Heidelberg, 1994.
- [43] Föllinger, O., Kluwe, M., Laplace-, Fourier-, und z-Transformation, Hüthig, Heidelberg, 9. Auflage, 2007.
- [44] Fülbier, K. P., Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen, Fakultät für Maschinenwesen, Rheinisch-Westfälische Technische Universität Aachen, 2001.
- [45] Fursdon, P. M. T., Harrison, A. J., Stoten, D. P., The Design and Development of a Self-Tuning Active Engine Mount, IMechE, 2000.
- [46] Gabbert, U., Smart Mechanical Systems – Adaptronics, Fortschrittsberichte, VDI Reihe 11, Nr. 244, VDI Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [47] Gardonio, P., Elliott, S. J., Pinnington, R. J., Active Isolation of Structural Vibration on a Multiple-Degree-Of-Freedom System, Part I: The Dynamics of the System, Journal of Sound and Vibration (1997) 207(1), 61-93; Academic Press Limited, 1997.
- [48] Gardonio, P., Elliott, S. J., Pinnington, R. J., Active Isolation of Structural Vibration on a Multiple-Degree-Of-Freedom System, Part II: Effectiveness of Active Control Strategies, Journal of Sound and Vibration (1997) 207(1), 95-121; Academic Press Limited, 1997.
- [49] Gebert, J., Adaptive Parametervariation bei Getriebesteuerungen zur Optimierung des Schaltkomforts, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 424, VDI Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [50] Geib, W., Schallfluss im Automobil, ATZ 93 (1991) 9.
- [51] Goddard, N. D. R., Kemp R. M. J., Lane R., An Overview of Smart Technology, Packaging Technology and Science Vol. 10 129–143 (1997), British Crown Copyright 1996/DERA.
- [52] Goroncy, J., Bulliger Leisetreter, Sonderteil Mercedes-Benz CL, Automobil Industrie 12/2006, 51. Jahrgang, 2006.
- [53] Griffin, M., J., Handbook of Human Vibration, Academic Press Limited, San Diego, USA, 1996.
- [54] Gruber, Winner, H., Härtel, V., Holst, M., Beeinflussung des Fahrverhaltens durch adaptive Fahrwerkklager, VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover 10/2003.
- [55] Guicking, D., Active Control of Sound and Vibration History – Fundamentals – State of the Art, Festschrift DPI, 1–32, Herausgeber (ed.) Universitätsverlag Göttingen, 2007.
- [56] Guicking, D., Aktive Lärm- und Schwingungsminderung, Von einer Laborkuriosität zum technischen Produkt, Drittes Physikalisches Institut der Universität Göttingen, guicking@physik3.gwdg.de.
- [57] Haldenwanger, H. G., Klose, P., Schwingungsisolierung und –kompensation durch piezokeramisch aktivierte Motorlagerungen. MTZ, 95. Jahrgang / Nr. 4 (1993).
- [58] Hagood, N.W., von Flotow, A., Damping of Structural Vibrations with Piezoelectric Materials and Passive Electrical Networks., Journal of Sound and Vibration 1991 146 (2), S. 243-268.

- [59] Hanselka, H., Die Adaptronik als Schlüsseltechnologie für den intelligenten Leichtbau, Magdeburger Wissenschaftsjournal 1/2000, S. 13-21, 2000.
- [60] Hanselka, H., Nuffer, J., Bullinger, H.-J. (Hrsg.), Intelligente Materialien, Technologieführer, Grundlage - Anwendungen – Trends, Springer Verlag, Heidelberg, 2007.
- [61] Hanselka, H., Melz, Tobias, Matthias, M., Adaptronische Systeme für automotiv Anwendungen am Beispiel eines modularen, aktiven Strukturinterfaces, at Automatisierungstechnik 54, S. 284 – 293, Wissenschaftsverlag Oldenbourg, München, 2006.
- [62] Hanselka, H., Matthias, M., Adaptronic- an important innovative technology for the automotive industry, Proceedings of the Innovative Automotive Technology IAT 2005 - Conference and Exhibition, S. 19-30, Bled, Slovenia, 21-22. April 2005.
- [63] Hanselka, H., Bein, T., Intelligent Materials for Active Noise reduction – InMAR; An overview and first results, 3rd Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, Graz, 2. - 3. Juni 2005.
- [64] Harris, C.M., Piersol, A.G., Harris' Shock and Vibration Handbook, 5th Edition, McGraw-Hill, New York, 2002.
- [65] Hazelaar, M., Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit), Fortschrittsberichte VDI Reihe 12 Nr. 220, VDI Verlag, Düsseldorf, 1994
- [66] Heißing, B., Ersoy, M., Fahrwerkhandbuch, Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlag GmbH, Wiesbaden, 2007.
- [67] Henn, H., Sinambari, G. R., Fallen, M., Ingenieurakustik, Grundlagen Anwendungen Verfahren, Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig, Wiesbaden, 1999.
- [68] Hendricx, W., Vandenbroeck, D., Suspension Analysis in view of road noise optimization, SAE Technical Paper 931343.
- [69] Herold, S., Simulation des dynamischen und akustischen Verhaltens aktiver Systeme im Zeitbereich, Technische Universität Darmstadt, 2003.
- [70] Herold, S., Atzrodt, H., Mayer, D., Thomaier, M., Integration of different approaches to simulate active structures for automotive applications, Proceedings of Forum Acusticum, Budapest 2005, Ungarn.
- [71] Herold, S., Atzrodt, H., Mayer, D., Thomaier, M., Modeling approaches for active systems, Proceedings of Smart Structures and Materials, Spie 2006, 26 February – 2 March 2006, San Diego, USA.
- [72] Hofmann, M., Konzept zur gezielten Beeinflussung des Geräuschcharakters von Kraftfahrzeugen, Shaker Verlag, Aachen, 2003.
- [73] Huang, X., Elliott, S.J., Brennan, M.J. Active isolation of a flexible structure from base vibration, Journal of Sound and Vibration 263 (2003) 357–376, Elsevier, 2003.
- [74] "Intelligent Materials for Active Noise Reduction" InMar, Funded under the 6th Framework Programme of the European Commission, NMP2-CT-2003-501084 , [www.InMar.info](http://www.InMar.info).
- [75] Jagusch, J., Zur Berechnung hochfrequenter Schwingungen mit der Finite-Elemente-Methode, Mitteilungen des Instituts für Statik der Universität Hannover; No.46-98, Hannover, Dezember 1998.
- [76] Jalili, N., A Comparative Study and Analysis of Semi-Active Vibration-Control Systems, Journal of Vibration and Acoustics, OCTOBER 2002, Vol. 124 / 593, ASME.
- [77] Jendritza, D. J., et al., Technischer Einsatz neuer Aktoren, Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 1995.
- [78] Janocha, H. (Ed.), Adaptronics and Smart Structures - Basics, Materials, Design, and Application, 2nd, rev. ed., Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2007.



- [79] Jautze, M., Ein signalmodellbasiertes Verfahren zum Erkennen von Dämpferschäden bei Kraftfahrzeugen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 498, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [80] Kalinke, P, Gnauert: ATC, Active Torsion Control zur Optimierung des Schwingungskomforts bei Cabriolets, Adaptronic Congress 2002, 23-24 April, Potsdam.
- [81] Kalinke, P., Gnauert, U., Fehren, H., Einsatz eines aktiven Schwingungsreduktionssystems zur Verbesserung des Schwingungskomforts bei Cabriolets, Adaptronic Congress 2001, 4-5 April, Berlin.
- [82] Kammler, G., Neis, M., Zimmermann, F., Konermann, M., Bauer, A. Sartorius, C., NVH und Aerodynamik, Komfort durch akustische Optimierung, Mercedes-Benz C-Klasse, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 04/2006.
- [83] Karkosch, H. J., Eberhard, G., Holst, M., Marienfeld, P. M., Mechatronic Systems for Automotive Engine and Chassis Mounts, Actuator 2006, 10th International Conference on New Actuators, 14-16 June 2006, Bremen, Germany, pp. 357-362.
- [84] Karkosch, H.-J., Preumont, A., Recent Advances in Active Damping and Vibration Control, ACTUATOR 2002, 8th International Conference on New Actuators, 10 – 12 June 2002, Bremen, Germany.
- [85] Kauba M., Mayer, D. Optimization of distributed Positive Position Feedback Controllers, Adaptronic Congress 2007, 23 - 24 May, Göttingen.
- [86] Kollmann, F. G., Maschinenakustik, Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1993.
- [87] Kruse, A., Zimmermann, G., Einfluss der Reibung auf das hochfrequente Schwingungsverhalten von Stossdämpfern Reibung und Schwingungen in Fahrzeugen, Maschinen und , VDI-Berichte No. 1736, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002, 26 & 27 , November 2002.
- [88] Kuo, S.M., Morgan, D.R, Active noise control systems, Wiley & Sons, Inc., New York, 1996.
- [89] Langbein, R., Leichte Autos werden leiser, Adaptronische Systeme reduzieren Vibrationen und Lärm, Automobil Konstruktion 1/2008.
- [90] Laschet, A., Systemanalyse in der Kfz-Antriebstechnik IV, Schwingungen - NVH-Optimierung - Komplette Systemabstimmung - Akustische Beurteilung, Haus der Technik Fachbuch Band 79, Expert Verlag, Essen, 2007.
- [91] Laurent, M., A kind of hush, Automotive Engineer International, Mai 2004.
- [92] Lenk, A., Pfeifer, G., Werthschützky, R., Elektromechanische Systeme, Mechanische und akustische Netzwerke, deren Wechselwirkungen und Anwendungen, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2001.
- [93] Linz, C.; Wahl, F.; Sperling, L.: Experimentelle Untersuchungen zur aktiven Schwingungsdämpfung elastischer Strukturen mit Hilfe diskreter Modalfilter, Fortschritt-Berichte VDI – Smart Mechanical Systems - Adaptonik, Reihe 11: Schwingungstechnik Nr. 244, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf: 1997, S. 215.
- [94] Lugner, P., Pacejka, H., Plöchel, M., Recent advances in tyre models and testing procedures, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 43, No. 6.7, June/July 2005, 413-436, Tylor & Francis Group Ltd., 2005.
- [95] Manger, S., Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen bei kleinen Erregeramplituden unter besonderer Berücksichtigung der Coulombschen Reibung, Fakultät für Maschinenbau, Universität Karlsruhe, 1995.
- [96] Mansfield, N. J., Human response to vibration CRC Press, Boca Raton, London, New York, Washington D.C., 2005.

- [97] Marienfeld, P.M., Bohn, C., Karkosch, H.-J., Svaricek, F., Reduzierung des motorseitig eingeleiteten Körperschalls durch Einsatz adaptiver und aktiver Lagersysteme, Global chassis Control, Haus der Technik, Essen, 2002.
- [98] Matthias, M., Thomaier, M., Melz, T., Entwicklung, Bau und Test eines multiaxialen, modularen Interfaces zur aktiven Schwingungsreduktion für automotive Anwendungen, Proceedings of Adaptronic Congress, Göttingen 2005.
- [99] Mayer, D., Regelung und Identifikation aktiver mechanischer Strukturen mit adaptiven digitalen Filtern, Technische Universität Darmstadt, 2003.
- [100] Mayer, D., Atzrodt, H., Herold, S., Thomaier, M., An approach for the model based monitoring of piezoelectric actuators, II ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials, Lisbon, 2005.
- [101] Mayer, D., Atzrodt, H., Herold, S., Thomaier, M., An approach for the model based monitoring of piezoelectric actuators, Int. Journal of Computers and Structures 2006.
- [102] Mayer, D., Herold, S., Atzrodt, H., Thomaier, M., Health Monitoring of a smart piezoelectric interface system, Proc. 3rd Europ. Workshop SHM 2006, July 5-7, Granada, Spain, pp.1103-1110.
- [103] Melbert, J., Raupach, C., Wang, Q., Niestroj, F., Piezoaktoren in Kfz-Einspritzventilen, Modellierung und adaptive Verfahren zur Dosierungsoptimierung, Motortechnische Zeitung MTZ, Jahrgang 67, 03/2006.
- [104] Melz, T., Matthias, M., The Fraunhofer MaVo FASPAS for smart system design for automotive and machine tool engineering, 12th SPIE International Symposium, San Diego, Californien, USA, 6 – 10.03.2005.
- [105] Melz, T., Entwicklung und Qualifikation modularer Satellitensysteme zur adaptiven Vibrationskompensation an mechanischen Kryokühlern, Dissertation, Darmstadt 2001.
- [106] Melz, T., Matthias, M., Thomaier, M., Design of a smart interface for vibration reduction in complex structures, Symposium on Structural Durability, Darmstadt, 9 – 10 Juni 2005.
- [107] Meß, M., Pelz, P., Luftfederung und Luftdämpfung im Spannungsfeld Komfort, Dynamik und Sicherheit, Automobiltechnische Zeitung ATZ, Jahrgang 109, 2007, 03/2007.
- [108] Monnier, P., Collet M., Piranda, J., Definition of mechanical design parameters to optimize efficiency of integral force feedback, STRUCTURAL CONTROL AND HEALTH MONITORING, Wiley InterScience, DOI: 10.1002/stc.57, John Wiley & Sons, Ltd., 2004.
- [109] Möser, M., Technische Akustik, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2005.
- [110] Müller, G., Möser, M., Taschenbuch der Technischen Akustik, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2004.
- [111] Neureder, U., Untersuchung zur Übertragung von Radkraftschwankungen auf die Lenkung von Pkw mit Federbeinvorderachse und Zahnstangenlenkung, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 518, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [112] Nitsche, R., Semi-Active Control of Friction Damped Systems, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 907, VDI Verlag, Düsseldorf, 2001.
- [113] Peters, M., Psychoakustische Signalverbesserung und Geräuschreduktion in Kraftfahrzeugen, Fachbereich Elektrotechnik und Informationstechnik, Universität Kaiserslautern, 2002.
- [114] PI Gesamtkatalog, Firmenschrift Physik Instrumente (PI) GmbH & Co. KG, 2005.
- [115] Platz, R., Mayer, D., Nuffer, J., Thomaier, M., Wolf, K., FMEA zur qualitativen Bemessung der Zuverlässigkeit eines aktiven Interfaces zur Schwingungsreduktion in PKW, 23.Tagung Technische Zuverlässigkeit TTZ 2007 Entwicklung und Betrieb zuverlässiger Produkte, 22.-23.März 2007, Stuttgart.

- [116] Puder, H., Geräuschreduktionsverfahren mit modellbasierten Ansätzen für Freisprechrichtungen in Kraftfahrzeugen, Fortschrittsberichte VDI Reihe 10 Nr. 721, VDI Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [117] Pyper, M., Schiffer, W., Schneider, W., ABC-Active Body Control, Von der Blattfederung zum aktiven System für mehr Fahrsicherheit und Fahrkomfort, Die Bibliothek der Technik, Band 241, verlag moderne industrie, Landsberg / Lech, 2003.
- [118] Porter, M.E., Wettbewerbsstrategie, Campus-Verlag, Frankfurt am Main, 11.Auflage, 2008.
- [119] Preumont, A., Vibration Control of Active Structures, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands, 2nd Edition, 2001.
- [120] Queckenberg, A., Integration experimenteller und rechnerischer Verfahren zur Analyse und Optimierung von Körperschallpfaden in Fahrzeugen (unter besonderer Berücksichtigung der Substrukturtechnik mit Übertragungsfunktionen), Fachbereich Maschinenbau an der Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, 1998.
- [121] Reimpell, J., Betzler, W., Fahrwerktechnik: Grundlagen, Vogel Buchverlag, Würzburg, 2005.
- [122] Riedel, S., Wirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Analyse des Normungsdefizits und experimentelle Arbeiten zur Ergänzung des Kenntnisstandes, Shaker, Aachen, 2000.
- [123] Sano, H., Yamashita, T., Nakamura, M., Recent Application of Active Noise and Vibration Control to Automobiles, Proceedings of the International Symposium of Active Control of Sound and Vibration , ACTIVE 2002, ISVR, Southampton, UK, 2002.
- [124] Schmidt, H., Schalltechnisches Taschenbuch, Schwingungskompandium, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996.
- [125] Schönerstedt, H., Regelung adaptiver Balkensysteme, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 915, VDI Verlag, Düsseldorf, 2001.
- [126] Seemann, M., Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften, Forschungsgesellschaft Kraftfahrzeugwesen Aachen mbH, Aachen, 2002.
- [127] Sell, H., Ehrt, T., Meß, M., Schwingungstechnisch optimierte Bauteile für das Fahrwerk, Automobiltechnische Zeitschrift , ATZ 02/2008, 2008.
- [128] Steinhausen, R., Charakterisierung und Modellierung piezoelektrischer 1-3 Komposite, Mathematisch-Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2002.
- [129] Storm, R., Kompendium Maschinenakustik Teil 1: Maschinenakustik Grundlagen, Studien-skript TU Darmstadt, FG Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik, 2006.
- [130] Svaricek, F., Karkosch, H. J., Kowalczyk, K., Aktive Schwingungskompensation zur Innen-geräuschminderung in Fahrzeugen, DAGA ,05, München, 19-20, 2005.
- [131] Thoma, G., Sturm, W., Wetzels, U., Wegner, S., Intensives Fahrvergnügen, Sportlicher Klang und geräuscharme Kulisse, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, BMW 1er, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [132] Thomaier, M., Atzrodt, H., Herold, S., Mayer, D., Melz, T., Simulation of a Complete System Using the Example of an Active Interface for Vibration Reduction, Proceedings of Virtual Product Development in Automotive Engineering, Müzzzuschlag / Austria (2005).
- [133] Thomaier, M., Mayer, D., Klein, C., MEMS- Beschleunigungsaufnehmer zur aktiven Schwingungsreduktion in mechanischen Strukturen, 13. ITG- GMA Fachtagung ITG Sensoren und Messsysteme (2006).

- [134] Thomaier, M., Entwicklung eines aktiven Interfaces zur Reduktion strukturalakustischer Störungen für die Fahrzeugtechnik. Diplomarbeit, Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit im Maschinenbau (SzM), 2003.
- [135] Thomaier, M., Melz, M., Matthias, M., Multiaxiales aktives Interface zur Schwingungsreduktion. - Anwendungspotentiale und Restriktionen -, Schwingungen in Verarbeitungsmaschinen, VDI- Bericht , Leonberg, 26. & 27. April 2005.
- [136] Thomaier, M., Mayer, D., Melz, T., Herold, S., Atzrodt, H., Klein, C., An approach to reduce cost and size of active mounts for automobile applications, Proceedings of Actuator 2006, 10th International Conference on New Actuators, 14-16 June 2006 Bremen, pp. 363-366.
- [137] Thomaier, M., Friedmann, A., Melz, T., Matthias, M., Aktive Interface-Strukturen zur Komfortverbesserung in Pkw, chassis.tech 2007, March 1-2, 2007, Garching.
- [138] Töpfer, M., Elektronik als Herrscherin über die Fahrzeuggeräusche, Industrieanzeiger 51/52, 2007.
- [139] Unbehauen, H. „Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy Regelsysteme“, Studium Technik, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [140] Vogt, T.-S., Prognose des emittierten Luftschalls von Motoren mit Hilfe zweier Methoden zur Schallquellenidentifikation, Shaker Verlag, Aachen, 2005.
- [141] Vroomen, H., Zur Anwendung von Plattenschwingungen bei resonanten Sensoren, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 914, VDI Verlag, Düsseldorf, 2001.
- [142] Wang, S.G., Robust active control for uncertain structural systems with acceleration sensors, Journal of Structural Control, J. Struct. Control 2003; 10: 59–76 (DOI: 10.1002/stc.17), John Wiley & Sons, Ltd., 2003.
- [143] Wolf, K., Dr.-Ing. Eimann, G., Dohm, M., Abtahi, R., Dr.-Ing. Hüser, M., Optimierung des Fahrwerksgeräuschs, Automobiltechnische Zeitschrift, ATZ 03/2008.
- [144] Wölfel, H., Umdruck zur Vorlesung Maschinendynamik, TU-Darmstadt, Fachgebiet Maschinendynamik, Darmstadt, 1999.
- [145] Yung, V.Y.B., Cole, D.J., Modelling high frequency behaviour of hydraulic automotive dampers, Vehicle System Dynamics, Vol. 44, No. 1, January 2006, 1-31, Tylor & Francis, 2006.
- [146] Zhang, T. Höherfrequente Übertragungseigenschaften der Kraftfahrzeug-Fahrwerksysteme, Fachbereich Verkehrswesen, Technische Universität Berlin, 1991.

## Anhang

### A1 Definition Impulshaltigkeit

Die Untersuchungen der Versuchsträger im Rahmen der vorliegenden Arbeit zeigen deutlich, dass die Wellenlänge allein wenig Aussagekraft bezogen auf die vibroakustischen Auswirkungen im Innenraum besitzt. Durch die Verknüpfung der Hindernishöhe mit der Wellenlänge nach

$$I = \text{Hindernishöhe} / \text{Wellenlänge} \quad (0.1)$$

kann die Impulshaltigkeit  $I$  des Hindernisses bestimmt werden. Bei kleiner Hindernishöhe aber großer Wellenlänge kommt es zu keinen signifikanten Fahrzeuganregungen. Ist jedoch die Wellenlänge bei gleichbleibender Hindernishöhe sehr klein wächst der Quotient, was zu der vibroakustischen Wirkung des Hindernisses im Fahrzeuginneren passt. Für Extremfälle wie Kanten mit sehr geringer Hindernishöhe aber nicht definierter Wellenlänge (bspw. beim Übergang auf eine neue Teerfläche) stößt diese Charakterisierung an Grenzen, da bei Annahme einer Wellenlänge Null der Quotient gegen Unendlich strebt. Um die Information der Hindernishöhe hierbei nicht zu verlieren (da sie für die Stärke des Impulses mitverantwortlich ist), könnte diese bei Angabe der Impulshaltigkeit mit angegeben werden. Ein scharfkantiger Übergang auf ein Hindernis der Höhe 4 mm würde demnach zu einer Impulshaltigkeit von  $I = 4_{\infty}$  führen, wohingegen die gleiche Hindernishöhe bei einer Wellenlänge von 20 cm lediglich zu einer Impulshaltigkeit von  $I = 0,02$  führt.

### A2 weiterführende Abbildungen

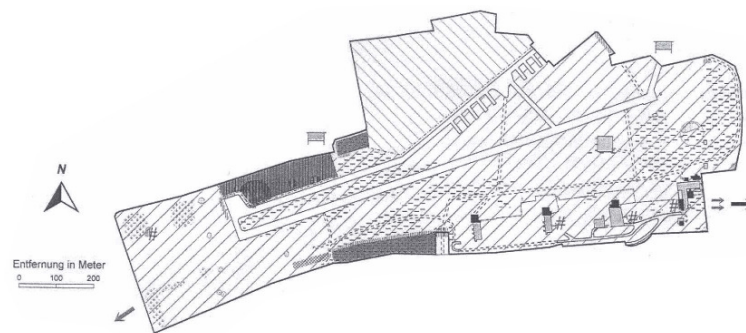


Bild 0.1: Lageplan des Versuchsgeländes „August-Euler-Flugplatz“ der TU-Darmstadt.

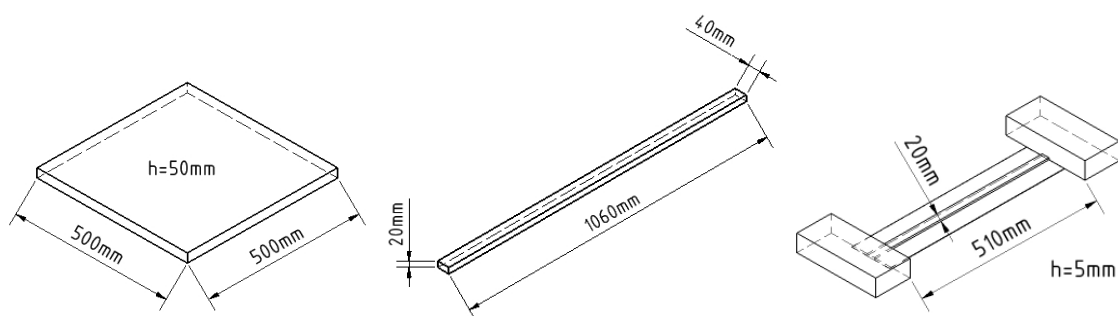
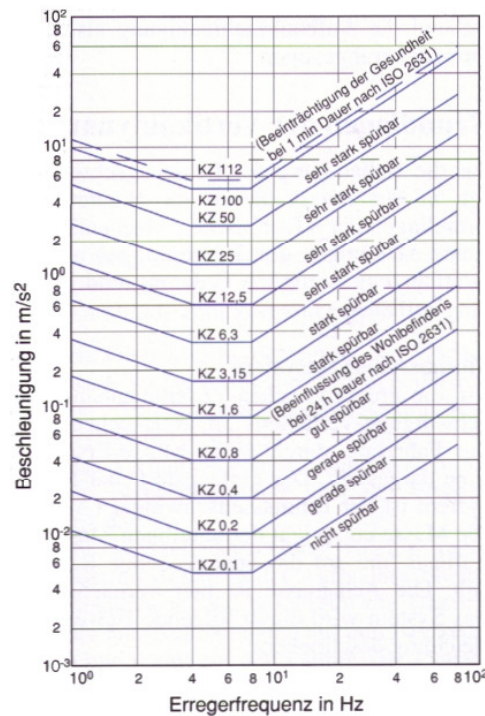
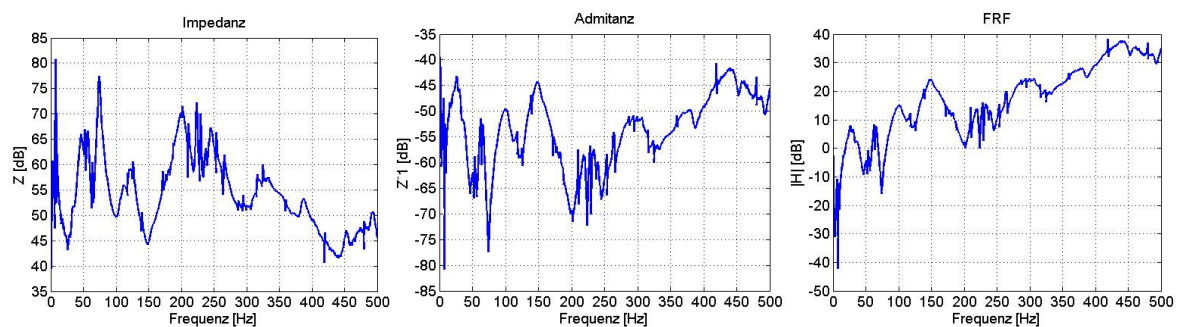


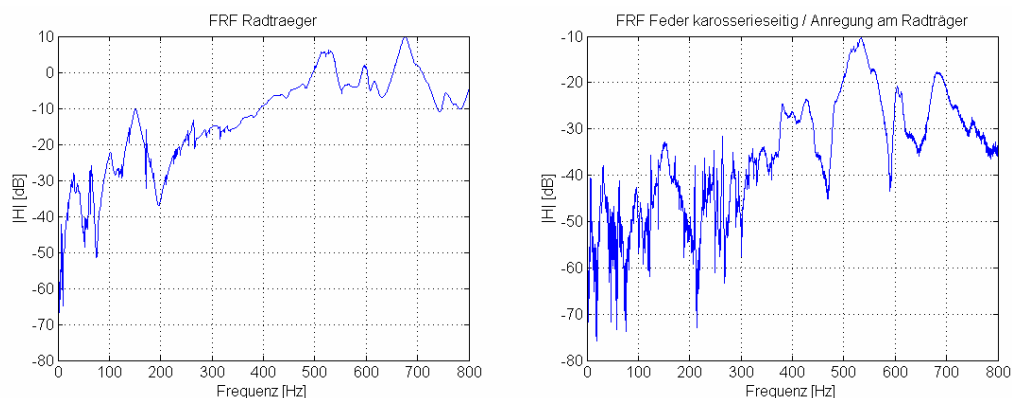
Bild 0.2: Details zum Hindernis „Kanaldeckel“ (links), „Stange“ (Mitte) und „Dehnfuge“ (rechts) in Anlehnung an [65].



**Bild 0.3:** Linien gleicher Vibrationswahrnehmung und zugeordneter Komfortindex KZ nach [117].



**Bild 0.4:** Vergleich (Punkt-) Impedanz-Darstellung (links), (Punkt-) Admittanz-Darstellung (Mitte) und FRF-Darstellung (rechts) gemessener Werte an einem Pkw-Radträger. Senken im Impedanzverlauf stellen Resonanzen des Systems dar. Im Admittanzverlauf sind diese – ähnlich wie bei der Darstellung der FRF – Überhöhungen.



**Bild 0.5:** FRF's am Radträger bei Hammeranregung am Messpunkt (links) sowie an der Messstelle „Feder karosserie-seitig“ bei Hammeranregung am Radträger (rechts).

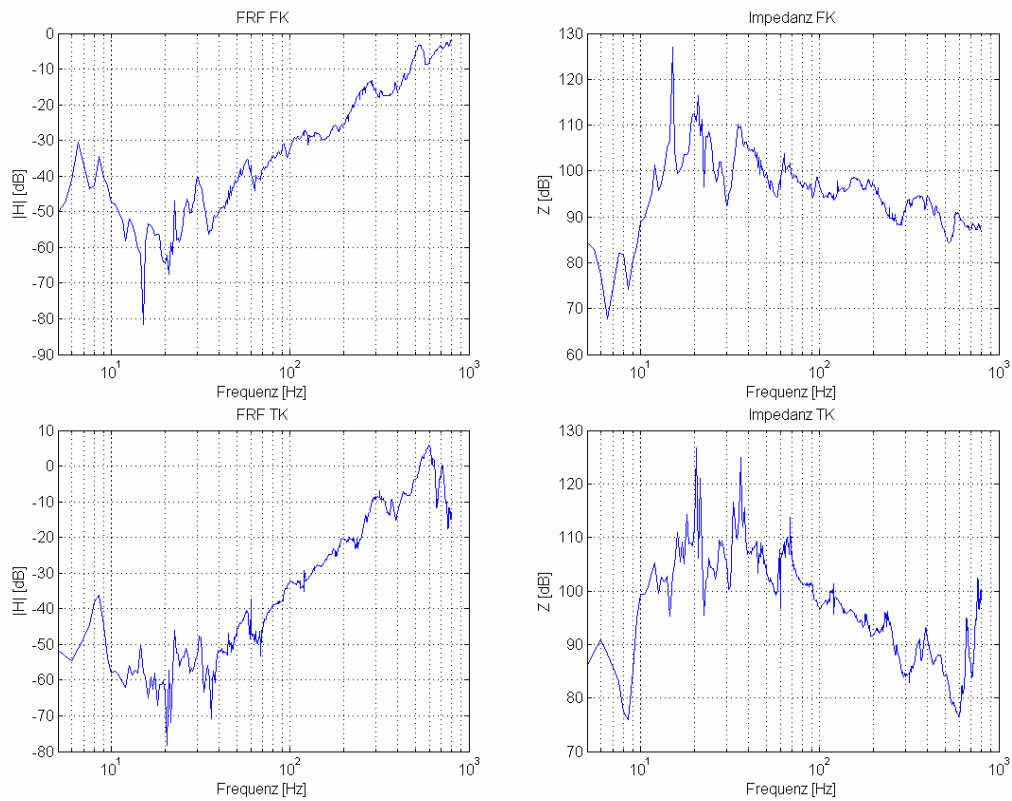


Bild 0.6: Ausgewählte Punktimpedanzen an Verbindungsstellen der Karosserie mit dem Fahrwerk.

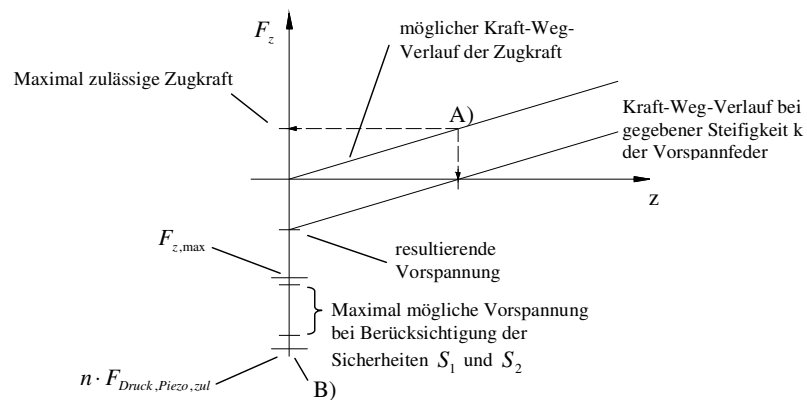


Bild 0.7: Bestimmung der erforderlichen Vorspannung bei Interface-Strukturen [134].

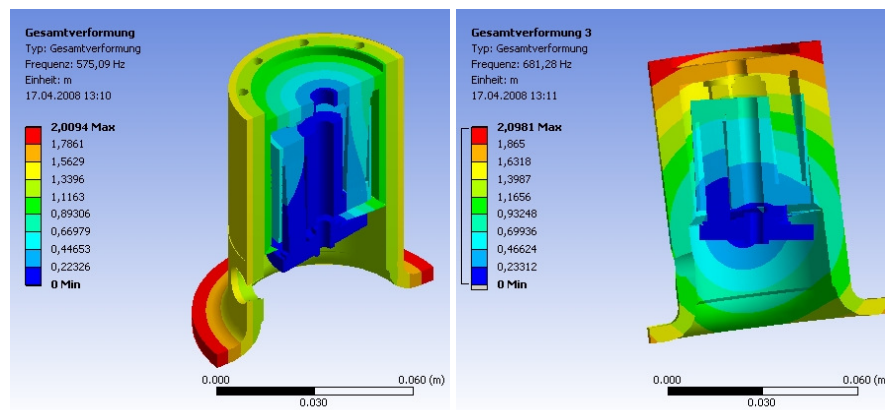
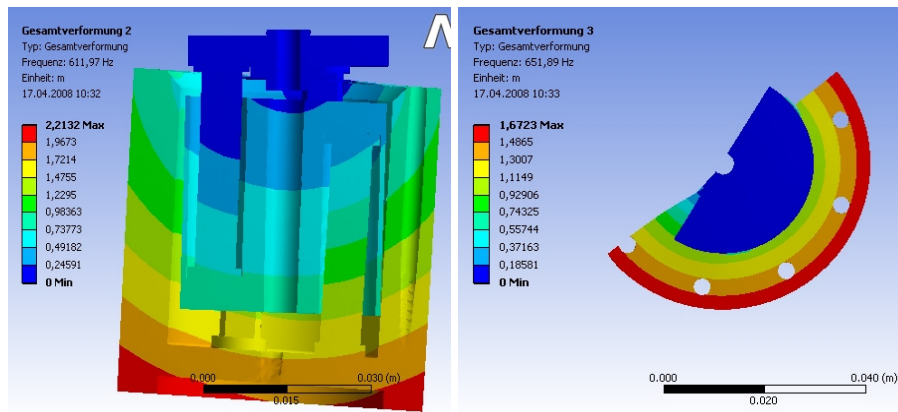
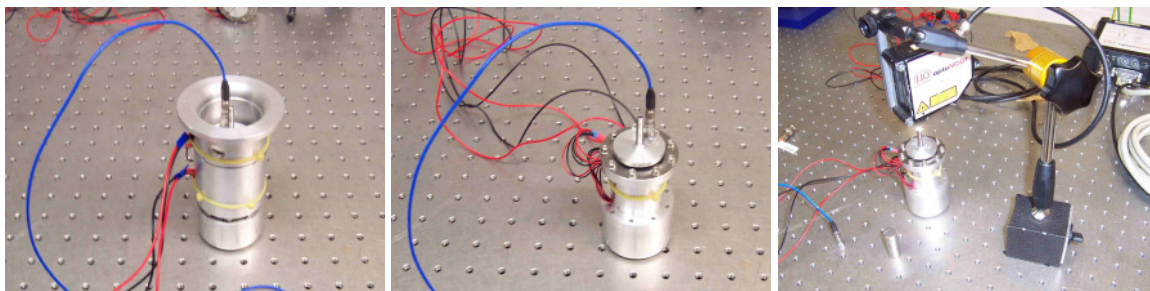


Bild 0.8: Torsions- und Kippeigenfrequenz des Feder-Interface.

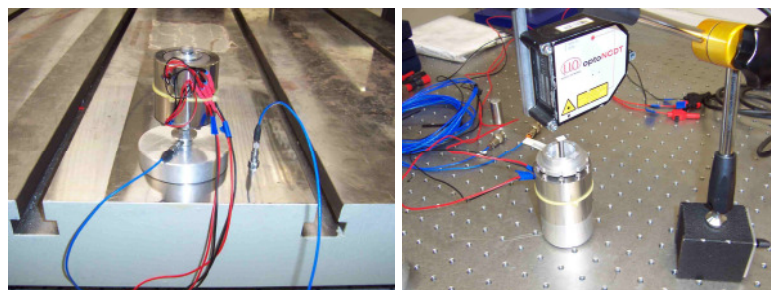




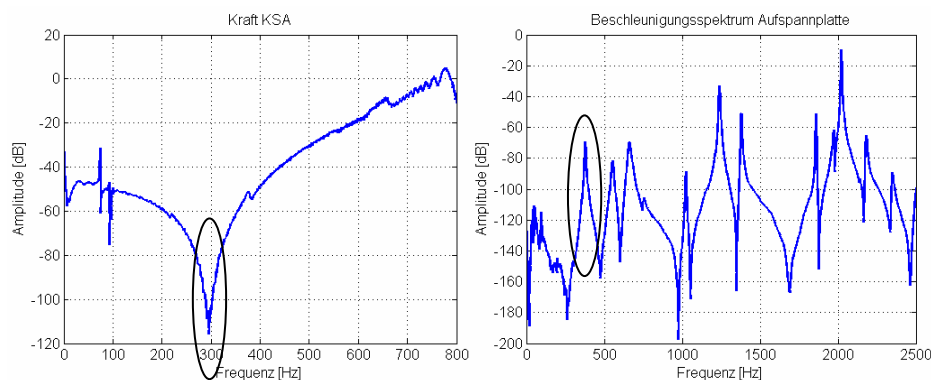
**Bild 0.9:** Kipp- und Torsionseigenfrequenz des Körperschallaktors mit 0,558 kg Inertialmasse.



**Bild 0.10:** Messaufbauten für die Charakterisierung der Körperschallinterfaces: Beschleunigungsmessung Federinterface (links), Beschleunigungsmessung Dämpferinterface (Mitte), Wegmessung Dämpferinterface (rechts).

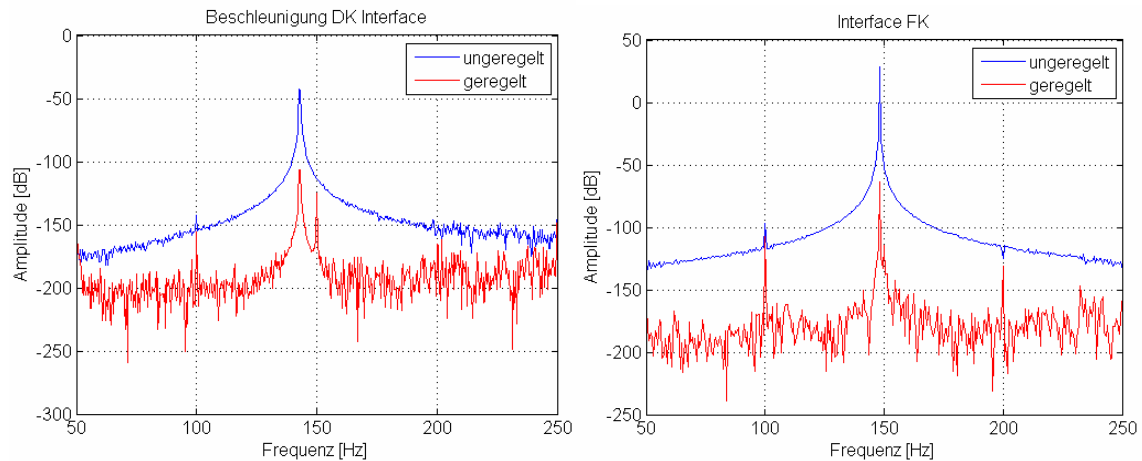


**Bild 0.11:** Messaufbauten zur Ermittlung der Reaktionskraft (links) und des Stellwegs (rechts) an den Körperschallaktoren für den Feder- bzw. Dämpferbereich.

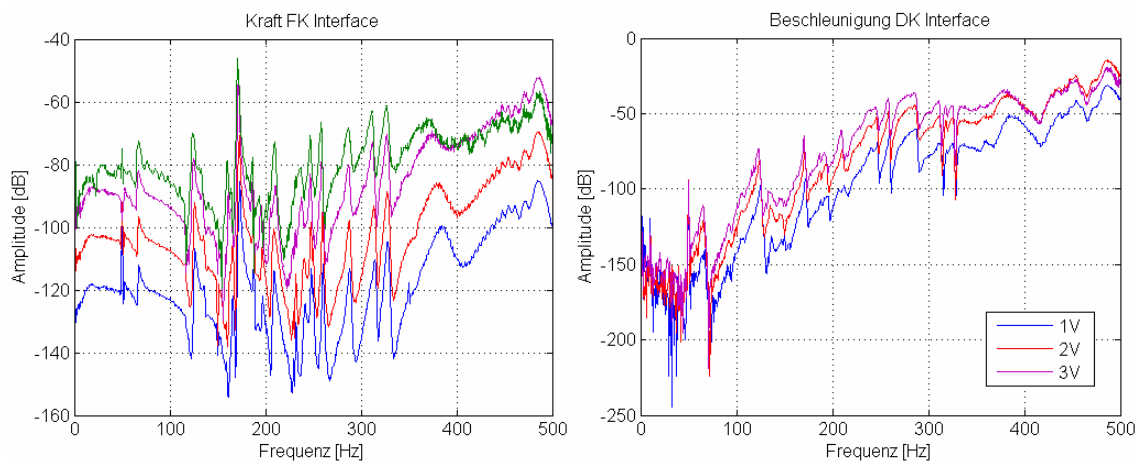


**Bild 0.12:** Kraftverlauf des Körperschallaktors mit 0,558 kg Inertialmasse (links). Beschleunigungsspektrum der Aufspannplatte zur Ermittlung der Reaktionskraft (rechts).

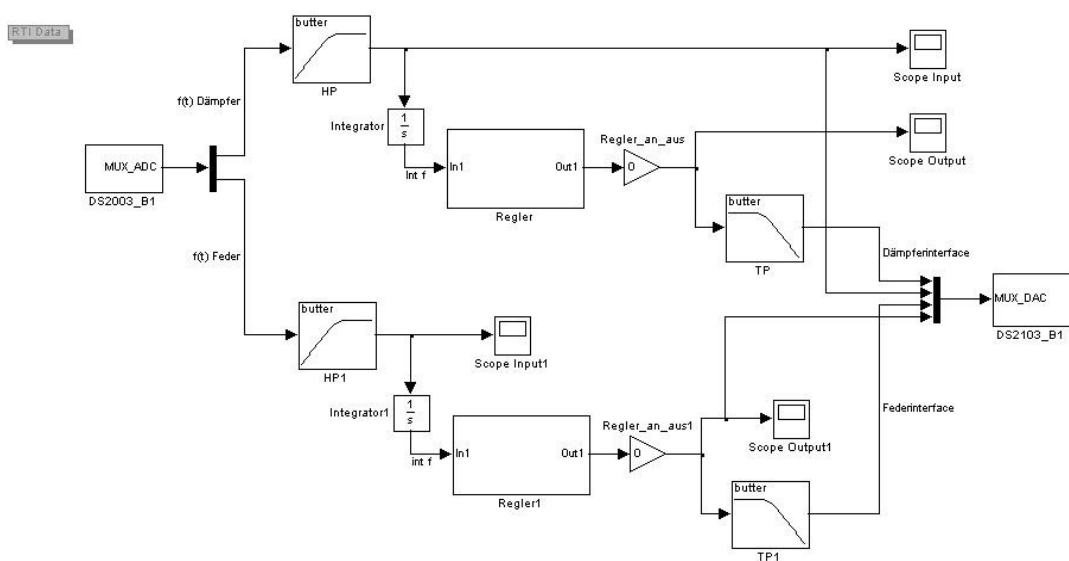




**Bild 0.13: Wirkungsweise der aktiven Schwingungsreduktion am Dämpferinterface (links) sowie am Federinterface (rechts) bei monofrequenter Anregung.**



**Bild 0.14: Eingeprägte Kraft (links) und Beschleunigung (rechts) am Federinterface.**



**Bild 0.15: Regler IFF Interface.**

---

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name: Martin Thomaier  
Geburtsdatum: 15.11.1975  
Geburtsort: Groß-Gerau  
Staatsangehörigkeit: deutsch  
Familienstand: ledig

### Werdegang

1988 – 1992                    Johannes-Gutenberg-Schule  
                                     Realschule, Gernsheim

09/1992 – 01/1995        Ausbildung zum Technischen Zeichner  
                                     Carl Schenck AG, Darmstadt  
                                     Ausbildungsabschluss: Technischer Zeichner  
                                     Fachrichtung Maschinenbau

01/1995 – 07/1995:        Technischer Zeichner,  
                                     Schenck PPSystems, Darmstadt

1995 – 1998                    Hessenkolleg Wiesbaden, Gymnasium Wiesbaden  
                                     Schulabschluss: Abitur

1998 – 2003                    Studium an der Technischen Universität Darmstadt,  
                                     Studiengang Allgemeiner Maschinenbau  
                                     Studienabschluss: Diplom-Ingenieur Maschinenbau

ab 2004                        Wissenschaftlicher Mitarbeiter,  
                                     Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit und System-  
                                     zuverlässigkeit LBF, Kompetenzzentrum Mechatronik / Adaptronik,  
                                     Darmstadt